

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Matija Miholić

Zagreb, 2016.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Dragan Žeželj, dipl. ing.

Student:

Matija Miholić

Zagreb, 2016.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Iskreno se zahvaljujem svom mentoru doc.dr.sc. Draganu Žeželju na svim savjetima, uloženom vremenu, stručnosti i prenesenom znanju tijekom svih godina studija ali i tijekom izrade ovog rada.

Zahvaljujem se svim svojim prijateljima i kolegama za sve godine koje smo proveli zajedno. Ovaj lijep period života dodatno ste uljepšali. Posebno se zahvaljujem kolegama ali prvenstveno prijateljima Dragi Bogdanoviću i Ivanu Šepčeviću na svim korisnim savjetima tijekom izrade ovog rada. Zahvalu dugujem i Ivani Antonić na lektorskim sugestijama.

Posebnu i najveću zahvalu dugujem svojoj obitelji koja me podržavala i vjerovala u mene. Ovaj rad posvećujem njima.

Matija Miholić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomatske ispite
Povjerenstvo za diplomatske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	1-12-2016 Prilog
Klasa:	602-04/16-6/3
Ur.broj:	15-1703-16-446

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: Matija Miholić

Mat. br.: 0035175468

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

**Višenamjenski traktorski priključak s funkcijama sakupljanja granja
te okretanja i sakupljanja sijena**

Naslov rada na
engleskom jeziku:

**Multifunctional tractor mounted branch collector and tedder/rake
combination**

Opis zadatka:

Sakupljanje granja je neizbježan dio brige o nasadima voćaka i vinove loze kao što je i prevrtanje i sakupljanje sijena neizbježan dio kod tradicionalnog uzgoja stoke i održavanja pašnjaka. Budući da ova dva procesa imaju dodirnih točaka ideja je koncipirati i konstruirati višenamjenski traktorski priključak s funkcijama sakupljanja granja, sakupljanja i okretanja sijena. Pogon priključka može se izvesti pomoću traktorske hidraulike ili s izlaznog radnog vratila traktora. Potrebno je omogućiti prilagodbu radne širine stroja za raspon razmaka redova voćnjaka i vinograda s obzirom na voćnu vrstu, podlogu i uzgojni oblik. U dijelu za sakupljanje i okretanje sijena treba težiti rješenju sa čim većom radnom širinom kako bi se povećala efikasnost stroja. Pri konstruiranju treba voditi računa o sigurnosti operatera prilikom uporabe.

U radu treba:

1. Analizirati postojeće uređaje na tržištu, način priključka na traktor i parametre traktorskog pogona;
2. Analizirati razmake sadnje za pojedine voćne vrste obzirom na podlogu i uzgojni oblik;
3. Koncipirati više inačica rješenja, usporediti ih te vrednovanjem obzirom na postavljene kriterije odabrati najpovoljnije;
4. Izraditi detaljno konstrukcijsko rješenje odabrane inačice koncepta;
5. Izraditi računalni model u 3D programskom paketu;
6. Konstrukcijsko rješenje prikazati sklopnim crtežom, a dijelove odabrane u dogovoru s mentorom razraditi do razine radioničkih.

Vrijednosti potrebne za proračun i odabir pojedinih komponenti usvojiti iz postojećih rješenja sličnih sustava, iskustvenih vrijednosti te u dogovoru s mentorom.

U radu navesti korištenu literaturu, norme kao i eventualnu pomoć.

Zadatak zadan:

29. rujna 2016.

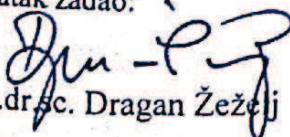
Rok predaje rada:

1. prosinca 2016.

Predviđeni datumi obrane:

7., 8. i 9. prosinca 2016.

Zadatak zadao:


doc.dr.sc. Dragan Žeželj

Predsjednica Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Tanja Jurčević Lulić



SADRŽAJ

SADRŽAJ	I
POPIS SLIKA	IV
POPIS TABLICA.....	VI
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VII
POPIS OZNAKA	VIII
SAŽETAK.....	XI
SUMMARY	XII
1. UVOD.....	1
2. Analiza razmaka redova u nasadima voćnjaka, vinograda i maslinika s obzirom na voćnu vrstu podlogu i uzgojni oblik.....	2
2.1. Voćnjaci	2
2.2. Vinogradi	6
2.3. Maslinici.....	7
3. Sijeno	8
4. ANALIZA POSTOJEĆIH RJEŠENJA	9
4.1. Traktorski priključak za sakupljanje granja MODEL AN2 TVRTKE RINIERI.....	9
4.2. Traktorski priključak za sakupljanje granja MODEL ANT TVRTKE RINIERI	11
4.3. Traktorski priključak za sakupljanje granja MODEL GIRORAMI tvrtke F.R.C.....	12
4.4. Traktorski priključak za sakupljanje granja MODEL GIRORAMI 86 BA 1600D tvrtke F.R.C.....	13
4.5. Traktorski priključak za sakupljanje i okretanje sijena Enorossi DR420 4R	14
5. POGONSKI SUSTAVI TRAKTORA I POGON STROJA.....	16
5.1. Traktor kao pogon stroja za skupljanje granje te sakupljanje i okretanje sijena.....	16
5.2. Priključno vratilo.....	17
5.3. Prihvat traktorskog priključka na traktor	18
5.3.1. Način rada trozglobne hidrauličke poteznice.....	18
5.3.2. Stražnja trozglobna poteznica (ISO 730-1:1994).....	19
5.3.2.1. Dimenzije prihvatnih mjesta na traktoru stražnje trozglobne hidraulične poteznice	21
5.3.2.2. Dimenzije prihvatnih mjesta na nosaču stražnjeg traktorskog priključka ...	22
5.3.3. Prednja trozglobna poteznica (ISO 8759-2:1985)	23
5.3.3.1. Dimenzije prihvatnih mjesta na traktoru stražnje trozglobne hidraulične poteznice	24
5.4. Hidraulički pogon kod traktora	25
6. FUNKCIJSKA DEKOMPOZICIJA.....	26
7. MORFOLOŠKA MATRICA	27
8. KONCEPTI.....	30

8.1.	Koncept 1.....	30
8.2.	Koncept 2.....	32
8.3.	Koncept 3.....	35
8.4.	Vrednovanje koncepata.....	37
8.4.1.	Kriteriji vrednovanja.....	37
8.4.1.1.	Cijena (kontradikcija cijena / kvaliteta i jednostavnost upotrebe).....	38
8.4.1.2.	Jednostavnost uporabe.....	38
8.4.1.3.	Funkcionalnost.....	38
8.4.1.4.	Sigurnost upotrebe.....	38
8.4.1.5.	Transport do mjesta eksploatacije (sukladnost sa pravilnikom o tehničkim uvjetima vozila u prometu na cestama).	39
8.4.1.6.	Mogućnost sklapanja za vrijeme mirovanja.....	41
8.4.2.	Tablica vrednovanja.....	41
9.	Konstruktivska razrada.....	42
9.1.	Ulazni parametri.....	42
9.1.1.	Radna širina.....	42
9.1.2.	Pogonski stroj (traktor).....	42
9.2.	Proračun snage potrebne za rad stroja.....	43
9.2.1.	Shema hidrauličkog sustava.....	45
9.2.2.	Izbor hidromotora.....	47
9.2.2.1.	Karakteristika hidromotora.....	48
9.2.3.	Izbor hidrauličkog cilindra.....	50
9.2.3.1.	Kontrola klipnjače hidrauličkog cilindra na izvijanje.....	52
9.3.	Odabir klinastog remena.....	53
9.4.	Kontrola sile na vratilu hidromotora.....	55
9.4.1.	Maksimalno dopušteno radijalno opterećenje hidromotora s obzirom na preporuku proizvođača (29 str) [14].....	56
9.4.2.	Kontrola ležaja vratila u odnosu na radijalnu silu [14].....	56
9.5.	Izbor ležaja remenice R2.....	57
9.6.	Kontrola čvrstoće.....	59
9.6.1.	Kontrola čvrstoće rotirajućih metlica.....	59
9.6.1.1.	Kontrola čvrstoće presjeka A-A u odnosu na savojno opterećenje.....	59
9.6.1.2.	Kontrola presjeka A-A na odrez [19] (182 str.).....	61
9.6.1.3.	Kontrola presjeka B-B u odnosu na savojno opterećenje.....	61
9.6.1.4.	Kontrola presjeka B-B na odrez za kružni vijenac sa tankom stijenkama [19] (182 str.).....	61
9.6.1.5.	Kontrola progiba za presjek B-B na kraku l_b	62
9.6.2.	Proračun uskočnika za osiguranje unutarnjeg prstena ležaja [20].....	63
9.6.3.	Proračun uskočnika za osiguranje vanjskog prstena ležaja [20].....	65
9.6.4.	Proračun vijaka remenice R2.....	67
9.6.5.	Određivanje težišta i sile u osloncima.....	69
9.6.6.	Kontrola čvrstoće trapeznog vretena.....	73
9.6.6.1.	Potreban iznos ručne sile za regulaciju visine rotirajuće glave.....	73
9.6.6.2.	Kontrola čvrstoće.....	75
9.7.	Proračun cijevi podvozja.....	78
9.8.	Proračun nosivih vijaka rotirajuće glave.....	80
9.8.1.	Kontrola naprezanja vlačno opterećenih vijaka.....	81
9.8.2.	Kontrola posmičnog naprezanja u vijcima.....	82

9.8.3.	Ekvivalentno naprezanje	82
9.8.4.	Proračun zavora na konstrukciji podvozja	83
9.8.4.1.	Proračun zavora Z1	83
9.8.4.2.	Proračun zavora Z2	86
9.8.5.	Proračun zavora ušice nosive konstrukcije	89
9.8.6.	Proračun svornjaka dohvatnih ruku	91
9.8.7.	Odabir kotača	92
10.	Opis rada stroja	94
10.1.	Prikaz 3D modela	94
10.2.	Rotorajuća glava	95
10.3.	Podvozje	99
10.4.	Teleskopse cijevi	100
10.4.1.	Promjena radne širine bez hidrauličkog cilindra	100
10.5.	Funkcije traktorskog priključka	102
10.5.1.	Tipovi metlica za različite funkcije stroja	102
10.5.1.1.	Metlice za sakupljanje sijena	102
10.5.1.2.	Metlice za okretanje sijena	103
10.5.1.3.	Metlica za sakupljanje granja	103
10.5.2.	Funkcija sakupljanja sijena	104
10.5.2.1.	Funkcija sakupljanja sijena za izvedbu traktorskog priključka sa ugrađenim hidrauličkim cilindrima	107
10.5.3.	Funkcija okretanja sijena	108
10.5.4.	Funkcija skupljanja granja	108
10.5.4.1.	Funkcija sakupljanja granja za izvedbu traktorskog priključka sa ugrađenim hidrauličkim cilindrima	111
10.6.	Transportni položaj	112
10.7.	Spajanje traktorskog priključka na traktor	113
10.8.	Rastavljanje traktorskog priključka za vrijeme mirovanja	114
11.	Zaključak	115
12.	LITERATURA	116
13.	PRILOZI	118

POPIS SLIKA

Slika 1.	Vodoravna grebenica.....	2
Slika 2.	Nasad jabuka podloge M9 sa armaturom.	3
Slika 3.	Bujnost različitih podloga jabuka [1]	4
Slika 4.	Superintenzivan nasad	7
Slika 5.	Sakupljanje sijena.....	8
Slika 6.	Okretanje sijena.....	8
Slika 7.	Traktorski priključak za sakupljanje granja RINIERI AN2 [5]	9
Slika 8.	traktorski priključak RINIERI AN2 sa uvučenim cilindrima [5].....	10
Slika 9.	Jednstrani sakupljač granja RINIERI ANT [5]	11
Slika 10.	traktorski priključak GIRORAMI F.R.C [6]	12
Slika 11.	Traktorski priključak GIRORAMI 86 BA 1600D tvrtke F.R.C [6].....	13
Slika 12.	Štitnik [6].....	13
Slika 13.	Traktorski priključak Enorossi DR420 4R [7]	14
Slika 14.	Prilagodba radnog položaja [7]	15
Slika 15.	Tipovi priključnog vratila prema ISO 500 – 1:2004(E) [9]	17
Slika 16.	Sklop prihvata u tri točke [10].....	19
Slika 17.	Dimenzije trozgobne hidrauličke poteznice tokom eksplatacije.[10]	20
Slika 18.	Dimenzije prihvatnih mjesta na traktoru stražnje hidrauličke poteznice [10].....	21
Slika 19.	Dimenzije nosača traktorskog priključka (ISO 730-1:1994)[10].....	22
Slika 20.	Dimenzije trozgobne hidrauličke poteznice tokom eksploatacije [11]	23
Slika 21.	Dimenzije prihvatnih mjesta na traktoru prednje trozgobne poteznice [11].....	24
Slika 22.	Funkcijska dekompozicija	26
Slika 23.	Koncept 1	30
Slika 24.	Koncept 1 stroj u položaju za sakupljanje granja\sijena	31
Slika 25.	Koncept 2.	32
Slika 26.	Koncept 2 u raširenom položaju.....	33
Slika 27.	Koncept 2 u sakupljenom transportnom položaju	34
Slika 28.	Koncept 3.	35
Slika 29.	Koncept 3 u položaju sakupljanja sijena na lijevu stranu.....	36
Slika 30.	Koncept 3 u stanju mirovanja.....	37
Slika 31.	Otpori na rotirajućim metlicama	43
Slika 32.	Hidraulička shema	46
Slika 33.	Karakteristika hidromotora.....	49
Slika 34.	Utjecaj duljine klipnjače s obzirom na montažu	52
Slika 35.	Dijagram dopuštenog opterećenja ležaja hidromotora	56
Slika 36.	Kataloški podaci ležaja 6008-2RZ [].....	57
Slika 37.	Superpozicija sile i momenta u točke presjeka A i B s ciljem kontrole čvrstoće..	59
Slika 38.	Opterećenje uskočnika	63
Slika 39.	Podaci za uskočnik AS 40 DIN 471 [20]	63
Slika 40.	Podaci za uskočnik J68 /DIN 472	65
Slika 41.	Obodna sila i potrebna sila trenja	67
Slika 42.	Lim profila rotirajuće glave između gonjene remenice i donje ploče	68
Slika 43.	Izmjerena masa i položaj težišta.....	69
Slika 44.	Udaljenost oslonaca.....	70
Slika 45.	Udaljenost Oslonca A od težišta	71
Slika 46.	Model opterećenja	71

Slika 47.	Ručna sila potrebna za okretanje vretena	74
Slika 48.	Trapezna matica Tr.22x5 (Madler)[22]	77
Slika 49.	Opterećenje podvozja	78
Slika 50.	Superpozicija sile i momenta u točku A	80
Slika 51.	Zavari podvozja Z1 i Z2	83
Slika 52.	Poprečni presjek zavora Z1	84
Slika 53.	Opterećenje i naprezanje zavora Z2	86
Slika 54.	Opterećenje i naprezanje zavora	89
Slika 55.	Svornjak dohvatnih ruku	91
Slika 56.	Kotač Bickle P263/20-75R	92
Slika 57.	Višenamjenski traktorski priključak s funkcijama sakupljanja granja te sakupljanja i okretanja sijena	94
Slika 58.	Presjek rotirajuće glave	95
Slika 59.	Rotacijski nosač metlica	96
Slika 60.	Položaj profilne krivulje za podizanje metlica sa desne strane	97
Slika 61.	Položaj profilne krivulje za podizanje metlica sa lijeve strane	98
Slika 62.	Podvozje sa kotačima	99
Slika 63.	Teleskopska cijev sa dvoradnim hidrauličkim cilindrom	100
Slika 64.	Blokirane teleskopske cijevi	100
Slika 65.	Osiguranje položaja dohvatnih ruku	101
Slika 66.	Metlice za sakupljanje sijena	102
Slika 67.	Metlica za okretanje sijena	103
Slika 68.	Metlica za sakupljanje granja	104
Slika 69.	Mogući položaji za zaključavanje	105
Slika 70.	Radni položaji stroja s obzirom na kombinaciju položaja za zaključavanje	105
Slika 71.	Stroj u položaju za okretanje sijena	108
Slika 72.	Mogući položaji za zaključavanje prilikom sakupljanja granja	109
Slika 73.	Radna širina stroja pri sakupljanju granja s obzirom na kombinaciju položaja za zaključavanje	110
Slika 74.	CAD model traktorskog priključka sa metlicama za sakupljanje granja	111
Slika 75.	Traktorski priključak za sakupljanje granja i sijena u transportnom položaju	112
Slika 76.	Nosači metlica za transportni položaj stroja	113
Slika 77.	Nosiva konstrukcija za prihvatanje u tri točke	113
Slika 78.	Mjesto spoja	114

POPIS TABLICA

Tablica 1. Razmaci sadnje za pojedine voćne vrste obzirom na podlogu i uzgojni oblik [2].	6
Tablica 2. Tip nasada i razmak sadnje	7
Tablica 3. Kategorizacija traktora prema nazivnoj snazi motora [8]	16
Tablica 4. Karakteristike priključnog vratila prema ISO 500 – 1:2004(E) [9]	17
Tablica 5. Dimenzije troglobne hidraulične poteznice tokom eksploatacije [10] u mm	20
Tablica 6. Dimenzije stražnje troglobne poteznice (ISO 730-1:1994) [9]	21
Tablica 7. Tehničke specifikacije traktora John Deere serije 5G [12]	25
Tablica 9. Morfološka matrica	29
Tablica 10. Dopuštena dimenzije tretnih vozila u europskoj [24]	40
Tablica 11. Vrednovanje koncepata	41
Tablica 12. Tehnički podaci hidrauličkog cilindra.....	50

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

MM-SGS	Glavni sklop
MM-SGS-RG	Rotirajuća glava
MM-SGS-DDR	Desna dohvatna ruka
MM-SGS-DDR-1	Cijev 2
MM-SGS-DDR-2	Cijev 1
MM-SGS-DDR-3	Lim 14
MM-SGS-DDR-4	U profil sa utorima
MM-SGS-DDR-5	Lim 15
MM-SGS-DDR-6	Lim sa utorima 1
MM-SGS-DDR-7	Lim sa utorima 2
MM-SGS-DDR-8	Prihvatna ušica

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
F_o	N	Sila na jednoj metlici
M_A	Nm	Potreban moment oko točke A
L_m	m	Duljina jedne metlice
Z_{zm}	/	Broj metlica u zahvatu sa sijenom
ν_M	/	Faktor sigurnosti
P_{izl}	W	Izlazna snaga na rotirajućoj glavi
η	/	Stupanj djelovanja
P_M	W	Potrebna snaga hidromotora
M_M	Nm	Potreban zakretni moment hidromotora
Q_p	l/min	Protok traktorske pumpe
M_{MAX}	Nm	Maksimalni moment hidromotora
ΔP_{MAX}	bar	Maksimalni dopušteni pad tlaka na hidromotoru
ΔQ	l/min	Iznos smanjenja protoka na regulatoru protoka
ΔP_{HM}	bar	Pad tlaka na hidromotoru
ΔP_{CIL}	bar	Pad tlaka na hidrauličkom cilindru
F_{oc}	N	Sila otpora na cilindru
A_k	mm ²	Površina klipnjače
ΔP_B	bar	Pad tlaka u hidrauličkom krugu B
I	mm ⁴	Moment tromosti
L_K	mm	Duljina klipnjače
P_{R1}	W	Snaga na pogonskoj remenici
n_{R1}	okr/s	Brzina vrtnje pogonske remenice
n_{R2}	okr/s	Brzina vrtnje gonjene remenice
i	/	Prijenosni omjer
N	/	Potreban broj remena

F_r	N	Radialna sila na vratilu hidromotora
F_2	N	Sila u slobodnom ogranku remena
F_{r2}	N	Radijalno opterećenje ležaja
F_a	N	Aksijalno opterećenje ležaja
P	N	Dinamičko opterećenje ležaja
P_o	N	Statičko opterećenje ležaja
L_{10h}	h	Nazivni vijek ležaja u radnim satima
σ	MPa	Normalno naprezanje
M_a	Nmm	Moment savijanja u točki A
W_Z	mm ³	Moment otpora oko osi Z
R_{ds0}	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za ishodišno naprezanje
σ_{dop}	MPa	Dopušteno naprezanje
A	mm ²	Površina poprečnog presjeka
τ	MPa	Smično naprezanje
f	mm	Progib
F_K	N	Sila mase komponenata rotirajuće glave
F_N	kN	Dopušteno opterećenje utora za uskočnik
S	/	Sigurnost
M_{R2}	Nm	Moment na remenici R2
ω	s ⁻¹	Kutna brzina
F_o	N	Obodna sila
r	mm	Polumjer
F_{tr}	N	Sila trenja
F_N	N	Normalna sila
F_B	N	Sila u osloncu B
F_A	N	Rezultantna sila u osloncu A
R_{ds-1}	MPa	Trajna dinamička čvrstoća za čisto naizmjenično naprezanje

τ_{dop}	MPa	Dopušteno smično naprezanje
σ_{ekv}	MPa	Ekvivalentno naprezanje
E	MPa	Youngov modul elastičnosti materijala vretena
λ	mm	Stupanj vitkosti
σ_{dop}	MPa	Dopušteno normalno naprezanje
p	MPa	Bočni tlak
P	/	Korak navoja
R_e	MPa	Granica tečenja
τ_{llzav2}	MPa	Smično naprezanje zavara
S_2	/	Srednji spektar opterećenja
K1	/	Grupa zareznog djelovanja
B4	/	Pogonska grupa
A_{zav}	mm ²	Površina poprečnog presjeka zavara
A_{llzav}	mm ²	Površina zavara koja preuzima smično opterećenje
P_v	MPa	Vanjski pritisak na svornjaku
P_u	MPa	Unutarnji pritisak na svornjaku
P_{dop}	MPa	Dopušteni iznos dodirnog pritiska

SAŽETAK

Ovim radom projektiran je višenamjenski traktorski priključak s funkcijama sakupljanja granja te okretanja i sakupljanja sijena. Tema je obrađena kroz niz poglavlja od analize postojećih rješenja do konstrukcijske razrade i tehničke dokumentacije. Pomoću funkcijske strukture i morfološke matrice generirana su konceptualna rješenja, a s najboljim rješenjem se krenulo u konstrukcijsku razradu. Konstrukcijska razrada sastoji se od proračuna hidrauličkih komponenata tj. proračuna toka snage od hidrauličke pumpe sve do rotirajućih glava. Također je napravljen odabir standardnih dijelova kao i proračun čvrstoće kritičnih mjesta. Nakon navedenog napravljen je opis rada stroja a u konačnici i tehnička dokumentacija.

Ključne riječi: sakupljanje sijena, okretanje sijena, sakupljanje granja, sijeno, traktorski priključak

SUMMARY

This thesis is an overview of a multifunctional, tractor mounted branch/hay collector and hay turner design process. The topic is elaborated through steps of design process: from the analysis of the existing solutions to design development and technical documentation production. Concepts were made using function breakdown structure and morphological chart. The best concept was used for the 3D model design. The design process consists of hydraulic component calculation. Using the calculation, the power flow from hydraulic pump to the rotating heads was calculated. Furthermore, standard parts were chosen and the strength calculation was made for the critical parts of the construction. Finally, the technical description and the technical documentation of the device were made.

KEYWORDS: hay collecting, hay turning, branch collecting, hay, tractor mounted device

1. UVOD

Rezidba je vrlo važan posao kojim započinju radovi u svakom voćnjaku odnosno vinogradu. Kao produkt rezidbe su odrezane grane koje je potrebno zbrinuti.

U prošlosti seljaci koji su zemlju većinom uzimali u zakup od veleposjednika, države ili crkve nisu posjedovali moderne strojeve i alate. Alati su bili primitivni, a umjesto suvremenih strojeva koristila se snaga mišića ili konjske zaprege. Budući da se stoka koristila za obavljanje poslova u poljoprivredi ali i u prehrambene svrhe, bilo je potrebno osigurati dovoljne količine sijena za ishranu stoke tijekom zimskih mjeseci. Nakon košnje, sijeno je potrebno okretati kao bi se pospješilo njegovo sušenje. Nakon sušenja sijeno se sakuplja i balira.

Obavljanje poslova u voćnjacima, vinogradima i pašnjacima velikih površina bez mehanizacije vrlo je mukotrpan i težak posao. Današnji moderni strojevi dolaze u obliku traktorskih priključaka koji za pogon koriste hidraulički sustav traktora ili se pogone preko kardanskog vratila spojenog na priključno vratilo.

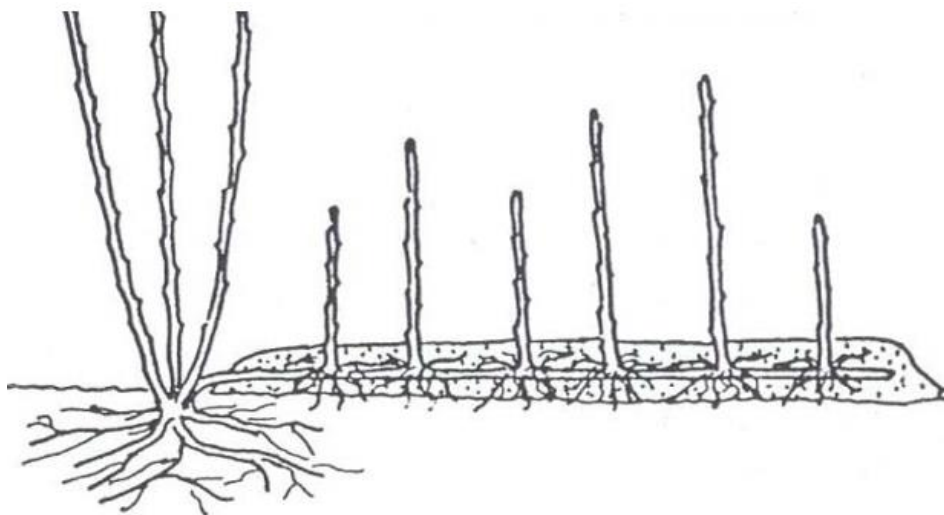
U okviru ovog rada vršit će se izrada višenamjenskog traktorskog priključka s funkcijama sakupljanja granja te okretanja i sakupljanja sijena. Bit će navedene informacije o već postojećim uređajima te njihovim radnim principima, potrebnim dimenzijama stroja s obzirom na raspon razmaka redova voćnjaka, vinograda i maslinika prema voćnoj vrsti, podlozi i uzgojnom obliku, prihvatu stroja i pogonskim sustavima traktora. Nakon generiranja konceptualnih rješenja bit će napravljena konstrukcijska razrada najpovoljnijeg sa svim potrebnim proračunima i tehničkom dokumentacijom.

2. Analiza razmaka redova u nasadima voćnjaka, vinograda i maslinika s obzirom na voćnu vrstu podlogu i uzgojni oblik

Budući da je traktorski priključak osim za sakupljanje i okretanje sijena namijenjen i za rad u voćnjacima, vinogradima i maslinicima njegove dimenzije i funkcije potrebno je prilagoditi dimenzijama nasada.

2.1. Voćnjaci

Prilikom sadnje voćnjaka potrebno je voditi računa o razmaku između voćaka, kako u redu tako i između redova. Razmak se definira ovisno o sorti, podlozi, uzgojnom obliku i načinu obrade. Od navedenih faktora treba istaknuti podlogu i uzgojni oblik. Podloga se koristi za cijepljanje voćaka. Na podlogu biljke (dio biljke sa korijenom) vrši se cijepljenje plemke koja ne mora biti iste sorte kao i podloga. Postoji dva tipa podloga s obzirom na razmnožavanje. Prema tome podloge se dijele na generativne i vegetativne. Generativne podloge nastale su razvojem iz sjemenki (klijanjem) te se još nazivaju i sjemenjaci. Sjeme se uzima s umatičenih kontroliranih stabala (Zavod za sjemenarstvo i rasadničarstvo; Zavod za zaštitu bilja). Vegetativne podloge nastaju jednim od vegetativnih načina razmnožavanja poput: nagrtanja, grebenicama (slika 1) reznicama, izdancima, vriježama itd.



Slika 1. Vodoravna grebenica

O podlozi ovise osobine biljke poput: rasta, bujnosti, ukorijenjivanja, sposobnosti razmnožavanja, sposobnosti prilagodbe na različite tipove tla, mogućnosti prilagodbe različitim klimatskim uvjetima i otpornosti na bolesti. Objašnjenje podloga bit će dano na primjeru jabuka.

Kod jabuka se najčešće koriste vegetativne podloge. Na našim područjima najrasprostranjenije su „M“ i „MM“ podloge. Iz skupine M poznate su podloge M 1, M 2, M 4, M 7, M 9, M 11, M 26 i M 27. S obzirom na njenu rasprostranjenost najpoznatija je podloga M9 (Slika 2.). Budući da je navedena podloga slabobujnog rasta koristi se za uzgoj jabuke u gustom sklopu. Podloga M9 plitko prokorjenjuje i nedostatno učvršćuje biljku u tlu. S obzirom da razvija visinu stabla od 1,8 do 2,5 m za njen uzgoj je potrebna armatura (Slika 2.). Armatura drži stabla u uspravnom položaju kako se ne bi došlo do prevrtanja pod teretom plodova.

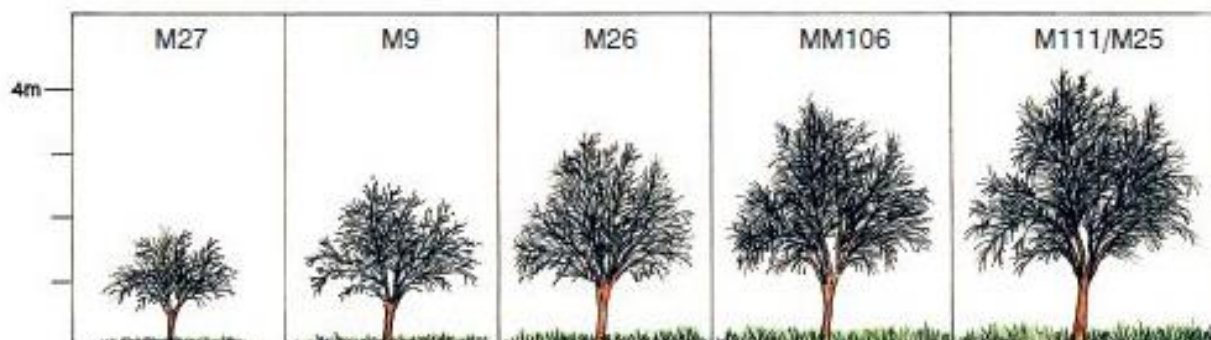


Slika 2. Nasad jabuka podloge M9 sa armaturom.

Podloga M 27 nastala je križanjem podloga M 13 i M 9. Sorte cijepljene na podlozi M27 brzo ulaze u produktivnu dob, ali zbog vrlo slabog rasta prirodi u trećoj ili četvrtoj godini mogu opasti. Budući da je teško održavati ravnotežu između rasta i rodnosti, ozbiljniji uzgoj preporučuje se jedino u kombinaciji s bujnim sortama uz intenzivnu prihranu i natapanje.

Podloga M 26 (Slika 3.). spada u skupinu slabo bujnih podloga a dobivena je križanjem podloga M16 i M9. Iako je korijen slabo razvijen i krhak, voćke su bolje pričvršćene u tlo u odnosu na podlogu M9. Ukoliko je tlo rahlije i slabo plodno traži stalnu armaturu, dok je na plodnijim tlima nužna privremena armatura prvih 4-5 godina. Budući da su stabla visine 2,2 – 3 m, prikladna su za vretenasti grm, vazu, palmete i veće kordonce.

Iz skupine MM treba spomenuti podlogu MM-106 (slika 3.). Podloga se koristi za srednje bujne i bujne sustave uzgoja. Zbog bujnih krošnji nije prikladna za sustave uzgoja u gustom i vrlo gustom sklopu. MM-106 je srednje bujnog do bujnog rasta te razvija stablo visine 2,5 - 4,5 m. Korijen dobro učvršćuje voćku u tlu pa nije potreban oslonac odnosno armatura. Podloga je otporna na niske temperature i osjetljiva je na sušu. [1]



Slika 3. Bujnost različitih podloga jabuka [1]

Kao što je navedeno na početku ovog odjeljka, razmak između redova ovisi o podlozi i uzgojnom obliku. U tablici 1. navedeni su razmaci sadnje za pojedine voćne vrste obzirom na podlogu i uzgojni oblik.

VOĆNA VRSTA, PODLOGA, UZGOJNI OBLIK	RAZMAK SADNJE/m (razmak između redova x razmak u redu)
JABUKA	
Vretenasti grm na M9	3,0 – 4,0 × 2,0 – 3,0
Vitki vretenasti grm na M9	3,0 – 4,0 × 1,0 – 2,0
Vitki vretenasti grm za bujne sorte na M27	3,0 – 4,0 × 1,0 – 1,5
KRUŠKA	
Vretenasti grm na dunji EMA i BA 29	3,5 – 4,0 × 2,0 – 3,0
Vitki vretenasti grm na dunji EMA i BA 29	3,0 – 4,0 × 1,0 – 2,0
BRESKVA	
Vaza na vinogradarskoj breskvi	5,0 × 3,5 – 4,0
Vretenasti grm na vinogradarskoj breskvi	4,0 – 4,5 × 1,5 – 2,5
MARELICA	
Vaza na sjemenjaku džanarike i bjelošljive	7,0 × 5,0 – 6,0
ŠLJIVA	
Vaza i piramidalna krošnja na sjemenjaku džanarike	6,0 – 7,0 × 4,0 – 6,0
TREŠNJA	
Etažna piramida i ostali piramidalni oblici na divljoj trešnji, rašeljci ili F 12/1	7,0 – 5,0 × 6,0 – 5,0
Vitko vreteno i solax na Giseli, Edabrizu, Wa × Wa i W 13	4,0 × 2,5

ORAH	
Slobodna krošnja necijepljena	$8,0 - 10,0 \times 6,0 - 8,0$
Slobodna krošnja cijepljena	$8,0 \times 6,0 - 7,0$
LIJESKA (gram)	$5,0 - 6,0 \times 3,0 - 4,0$
PITOMI KESTEN	$9,0 - 10,0 \times 8,0 - 9,0$
KUPINA	$2,0 - 3,0 \times 1,0 - 1,5$
MALINA	$2,5 - 3,0 \times 0,25 - 0,4$
CRVENI I CRNI RIBIZ (gram)	$2,0 - 3,0 \times 1,0 - 1,5$
OGROZD (gram)	$2,0 \times 1,5 - 2,0$

Tablica 1. Razmaci sadnje za pojedine voćne vrste obzirom na podlogu i uzgojni oblik [2]

2.2. Vinogradi

Baš kao i kod voćnjaka razmak sadnje loznih cijepova ovisi o sorti, bujnosti podloge uzgojnom obliku, konfiguraciji terena i načinu obrade gdje treba voditi računa o primjeni mehanizacije. Također razmak sadnje ovisi i o veličini vinograda. Kod manjih vinograda nema potrebe za snažnim traktorima već su dovoljni motokultivatori i traktori do 30 KS. Razmaci u vinogradu kreću se od 1,2 do 2,2 m između redova, te 0,7 do 1 m unutar reda.

Kod većih vinograda koristi se i snažnija mehanizacija većih dimenzija (traktori iznad 50 KS). Razmaci u vinogradu tada iznose od 2,4 do 3,0 m između redova, te 0,9 do 1 m unutar reda.

Kod stolnih sorti razmak unutar redova diktira uzgojni oblik, stoga su razmaci nešto veći od 2,8 do 3,5 m između redova i 1,3 do 2,0 m unutar reda. [3]

2.3. Maslinici

Prije podizanja nasada maslina potrebno je voditi računa o razmaku sadnje. Razmaci sadnje ovise o podlozi, sorti, uzgojnom obliku, načinu navodnjavanja, načinu obrade tla i načinu berbe. S obzirom na mogućnost oprašivanja, prilikom podizanja maslinika uvijek se odabire više sorata, minimalno tri. Sorte se dijele prema namjeni, pa se svrstavaju u uljne i stolne sorte.

Ovisno o veličini nasada ali i namjeni ulja koje može biti namijenjeno za tržište ili kućnu upotrebu nasade dijelimo na: Superintenzivne, intenzivne, poluintenzivne, ekstenzivne.

Svaki od ovih tipova nasada razlikuje se prema broju sadnica po hektaru i razmaku sadnje [4] (Tablica 2.)

Tip nadsada	Sadnica po hektaru	Razmak sadnje/m
Superintenzivan	1250 - 2000	3,5 - 4 x 1,5 – 2
Intenzivan	950	3,5 - 4 x 3 – 3,5
Poluintenzivan	300 - 500	5 - 6 x 4 – 6
Ekstenzivan	100 - 250	8 – 10 x 6 – 10

Tablica 2. Tip nasada i razmak sadnje



Slika 4 Superintenzivan nasad

3. Sijeno

Jedna od mogućih funkcija traktorskog priključka je sakupljanje i okretanje sijena. U stočarstvu sijeno je osnova prehrane stoke u zimskim mjesecima. Budući da kvaliteta mlijeka i mesa ovisi o kvaliteti ishrane stoke vrlo je važno voditi računa o kvaliteti sijena. Postupak proizvodnje sijena započinje košnjom. Da bi se postigla čim bolja kvaliteta sijena, livadnu travu je poželjno kositi sa kosilicom koja ima ugrađenu gnječilicu. Nakon košnje sijeno je potrebno okretati radi ravnomjernijeg i bržeg sušenja. Osušeno sijeno se sakuplja, balira i u konačnici skladišti.



Slika 5. Sakupljanje sijena



Slika 6. Okretanje sijena

4. ANALIZA POSTOJEĆIH RJEŠENJA

Kako bi se došlo do novih ideja i lakše generirala nova konstrukcijska rješenja, vrlo je važno upoznati već postojeće uređaje na tržištu, njihove radne principe i konstrukcijska rješenja koja su na njima implementirana. Stjecanjem novih ideja kroz analizu postojećih rješenja kreativne barijere bit će lakše premostive.

4.1. Traktorski priključak za sakupljanje granja MODEL AN2 TVRTKE RINIERI



Slika 7. Traktorski priključak za sakupljanje granja RINIERI AN2 [5]

Slika 7. prikazuje stroj za sakupljanje granja u voćnjacima i vinogradima. Stroj se priključuje na prednju hidrauličku poteznicu. Metlice tijekom rotacije guraju granje i lišće na sredinu reda. Za to vrijeme stroj za malčiranje na stražnjoj hidrauličkoj poteznici usitnjava granje i ostale biljne ostatke. Rotirajuće metlice gonjene su hidromotorima koje pokreće hidraulička pumpa. Osim hidromotora stroj raspolaže i sa tri hidraulička cilindra od kojih dva služe za prilagodbu širine sakupljanja. Maksimalna širina sakupljanja iznosi 400 cm, dok je minimalna širina 250 cm.

Treći hidraulički cilindar služi za podizanje i spuštanje poluga na kojima se nalaze metlice. Poluge sa hidrauličkim cilindrom povezane su preko lanaca (Slika 8.), izvlačenjem cilindra lanac povlači poluge. Stroj se sada nalazi u transportnom položaju.



Slika 8. traktorski priključak RINIERI AN2 sa uvučenim cilindrima [5]

Stroj je namijenjen za traktore od minimalno 70 konjskih snaga. Pumpa traktora mora ostvariti protok ulja od 35 l/min i tlak od 70 bar.

Glavna prednost ali i nedostatak ovoga stroja su metlice. Elastičnost metlica smanjuje mogućnost oštećenja voćke odnosno trsa i pospješuje skupljanje sitnih biljnih ostataka. Sa druge strane prevelika elastičnost odnosno premala krutost onemogućava skupljanje većih komada granja.

4.2. Traktorski priključak za sakupljanje granja MODEL ANT TVRTKE RINIERI



Slika 9. Jednostrani sakupljač granja RINIERI ANT [5]

Model ANT tvrtke RINIERI (Slika 9.) namijenjen je za montažu na uređaj za malčiranje (TRP 200). Kao što je već objašnjeno kod prethodnog modela hidromotor pogoni metlice koje svojom rotacijom guraju granje ispred uređaja za malčiranje. Razlika u odnosu na prethodni model (RINIERI AN2) je u samoj montaži na traktor. Model ANT se zajedno sa uređajem za malčiranje spaja na stražnju hidrauličku poteznicu. Ovaj uređaj vrlo je koristan i funkcionalan u slučaju kada traktor ne posjeduje prednji traktorski priključak.

4.3. Traktorski priključak za sakupljanje granja MODEL GIRORAMI tvrtke F.R.C.



Slika 10. traktorski priključak GIRORAMI F.R.C [6]

Slika 10. prikazuje stroj za sakupljanje granja Girorami tvrtke F.R.C. Stroj je namijenjen za spajanje na stražnju hidrauličku poteznicu.

Žičane grabljice rotiraju i sakupljaju granje koje se zaustavlja na bočnom graničniku. Granje ostaje na sredinu reda što omogućava lakše malčiranje. Prijenos snage i gibanja sa priključnog vratila na rotirajuće grabljice ostvaruje se pomoću kardanskog vratila. Konstrukcija je oblikovana kao jednostavna okvirna konstrukcija sa mogućnošću bočnog zakretanja. Poprečnom ukrutom ograničava se željeni kut zakreta čime mehanizam postaje kruto tijelo. Umjesto poprečne ukrute može se ugraditi i hidraulički cilindar. Osim navedenog može se regulirati visina rada pomoću trapeznog vretena povezanog sa podvozjem.

Stroj je namijenjen prvenstveno za sakupljanje krupnijeg granja u voćnjacima, vinogradima i maslinicima. Zbog velike krutosti otežano je sakupljanje sitnijih biljnih ostataka poput lišća i sitnog granja.

4.4. Traktorski priključak za sakupljanje granja MODEL GIRORAMI 86 BA 1600D tvrtke F.R.C



Slika 11. Traktorski priključak GIRORAMI 86 BA 1600D tvrtke F.R.C [6]

Model GIRORAMI 86 BA 1600D F.R.C za razliku od prethodnog modela ima mogućnost obostranog sakupljanja granja unutar redova vinograda, voćnjaka ili maslinika. Nosiva konstrukcija se bazira na istom principu kao u prethodnom modelu sa mogućnošću zakretanja obje strane pomoću poprečnih ukruta ili hidrauličkih cilindara. Rotacija žičanih grabljica ostvaruje se pomoću hidrostatskih motora koje pokreće hidraulički sustav traktora. Gumeni štitnik prema slici 12. štiti lozu ili voćke od oštećenja.



Slika 12. Štitnik [6]

Namjena stroja je ista kao i kod prethodnog modela uz veću efikasnost koja se još može povećati implementacijom novih konstrukcijskih rješenja.

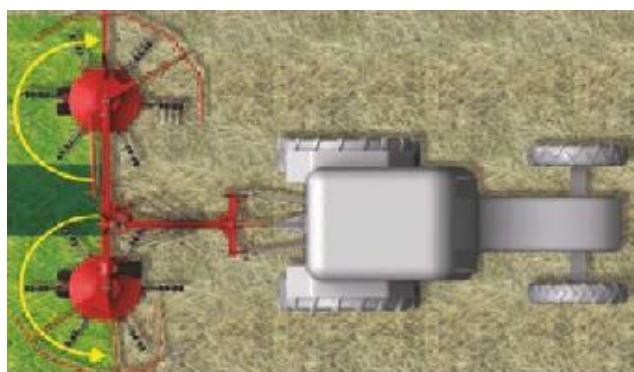
4.5. Traktorski priključak za sakupljanje i okretanje sijena Enorossi DR420 4R



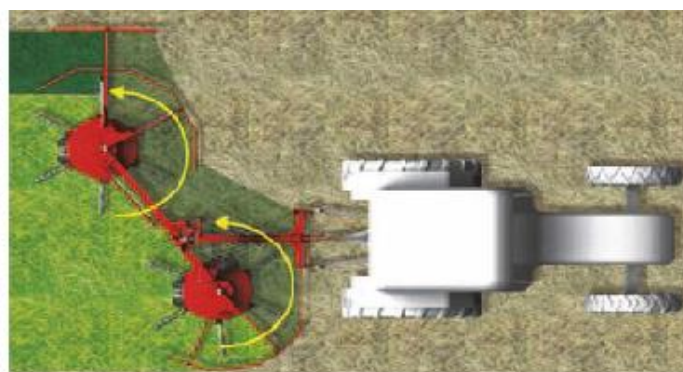
Slika 13. Traktorski priključak Enorossi DR420 4R [7]

Traktorski priključak DR420 4R višenamjenski je stroj za skupljanje i prozračivanje sijena. Stroj je namijenjen za spajanje na stražnju hidrauličku poteznicu. Ovisno o namještenom smjeru vrtnje grabljica i odabranom položaju nosive konstrukcije, stroj može ostvariti više radnih položaja. Mogući radni položaji su: sakupljanje sijena na sredinu, skupljanje sijena na stranu, razbacivanje (prozračivanje) sijena i skupljanje sijena uz rubove livada (Slika 14).

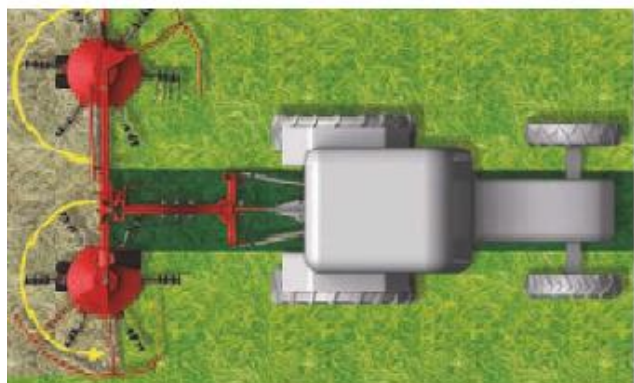
Žičane grabljice rotiraju i razbacuju odnosno sakupljaju sijeno koje se zaustavlja na bočnom platnu (Slika 13.). Rotacija žičanih grabljica ostvaruje se preko kardanskog vratila koje je pogonjeno priključnim vratilom traktora. Zakretni moment nakon kardanskog vratila uz pomoć prijenosnika dijeli se na dvije strane što omogućuje rotaciju lijeve i desne rotacijske glave. Prijenos omogućava promjenu smjera vrtnje ovisno o funkciji koju stroj obavlja. Nosiva konstrukcija oslonjena je na podvozje sa kotačima i ima mogućnost bočnog zakretanja. Iako stroj nije namijenjen za sakupljanje granja radi na analognom principu.



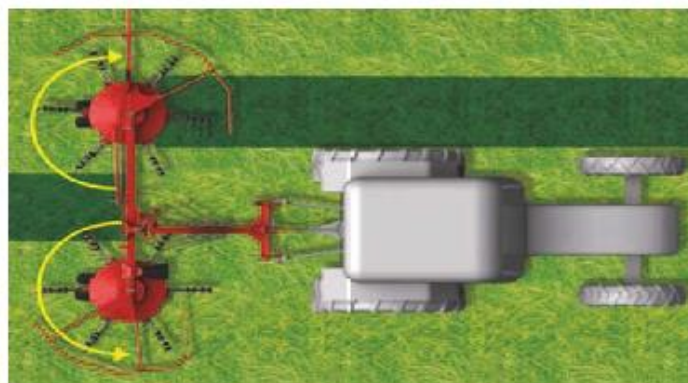
Skupljanje sijena na sredinu



Skupljanje sijena na stranu



Razbacivanje sijena



Skupljanje sijena uz rubove pašnjaka

Slika 14. Prilagodba radnog položaja [7]

5. POGONSKI SUSTAVI TRAKTORA I POGON STROJA

5.1. Traktor kao pogon stroja za skupljanje granje te sakupljanje i okretanje sijena

Traktor je višenamjenski poljoprivredni stroj koji služi za obradu poljoprivrednog zemljišta.

Budući da se na traktor mogu spajati različiti traktorski priključci za različite grane poljoprivrede kao što su između ostalog ratarstvo, voćarstvo i vinogradarstvo važno je poznavati eksploatacijske karakteristike traktora. Eksploatacijske karakteristike traktora ovise o snazi motora odnosno prijenosu okretnog momenta. Budući da snaga proizlazi iz broja okretaja i zakretnog momenta, ključna je karakteristika na temelju koje se traktori dijele u sedam kategorija (Tablica 3.).

KATEGORIJA	SNAGA MOTORA /KW	Namjena
1.	5	Motooruda
2.	5-15	Jenoosovinski traktori
3.	15-30	Mini traktori
4.	30-60	Laki traktori
5.	60-130	Srednji traktori
6.	130-260	Teški traktori
7.	260	Super teški traktori

Tablica 3. Kategorizacija traktora prema nazivnoj snazi mototra [8]

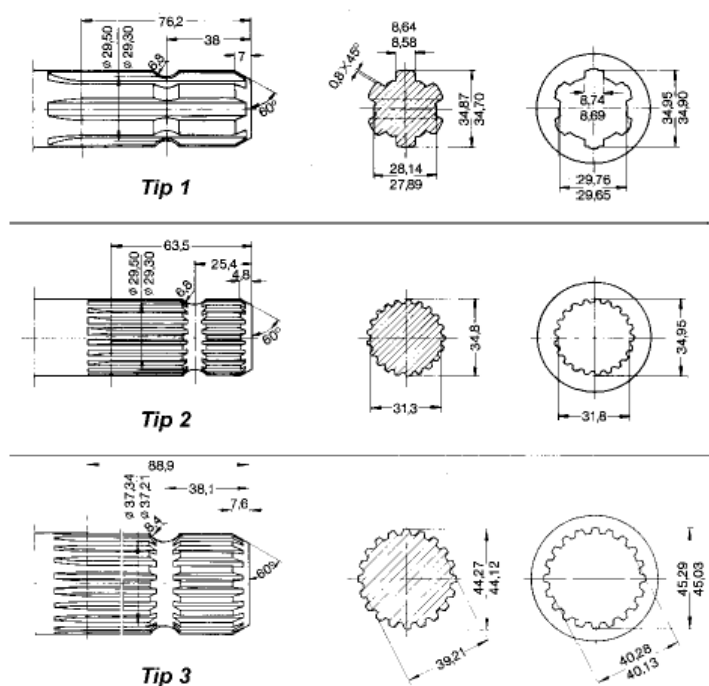
Potrebe uređaja za sakupljanje granja, sijena i ostalih biljnih ostataka zasigurno neće premašivati petu kategoriju. Točan iznos potrebne snage na priključnom vratilu odnosno hidrauličkoj pumpi bit će definiran tijekom konstrukcijske razrade.

5.2. Priključno vratilo

Za prijenos zakretnog momenta odnosno snage sa traktora do radnih strojeva koristi se priključno vratilo u kombinaciji sa kardanskim vratilom. Prema međunarodnoj standardizaciji (ISO 500-1:2004(E)), postoje tri osnovna tipa stražnjih priključnih vratila prema tablici 4.

Tip priključnog vratila (P.V.)	1	2	3
Smjer vrtnje	U smeru kazaljke sata, gledano sa stražnje strane traktora		
Broj okretaja / min ⁻¹	540/1000	1000	
Promjer vratila /mm	35	35	42
Broj zubi vratila	6	21	20
Položaj, visina iznad podloge / min ⁻¹	od 450 do 675	od 550 do 775	od 650 do 875
Preporučena snaga pri nazivnom broju okretaja motora /kW	do 60 ,do 92 (pri 1000 min ⁻¹)	do 115	do 275

Tablica 4. Karakteristike priključnog vratila prema ISO 500 – 1:2004(E) [9]



Slika 15. Tipovi priključnog vratila prema ISO 500 – 1:2004(E) [9]

5.3. Prihvat traktorskog priključka na traktor

Spajanje traktorskog priključka na traktor moguće je zahvaljujući stražnjoj trozglobnoj hidrauličkoj poteznici koja je standardni dio svakog traktora. Osim stražnje trozglobne poteznice suvremeni traktori opremljeni su i s prednjom trozglobnom poteznicom. Budući da se uređaji za skupljanje granja često spajaju na prednju trozglobnu poteznicu, dok je na stražnjoj poteznici spojen uređaj za malčiranje, u nastavku bit će navedeni podaci za stražnju i prednju trozglobnu poteznicu prema standardima ISO 730-1:1994 (ASAE S217.12 DEC01), odnosno ISO 8759-2.

5.3.1. Način rada trozglobne hidrauličke poteznice

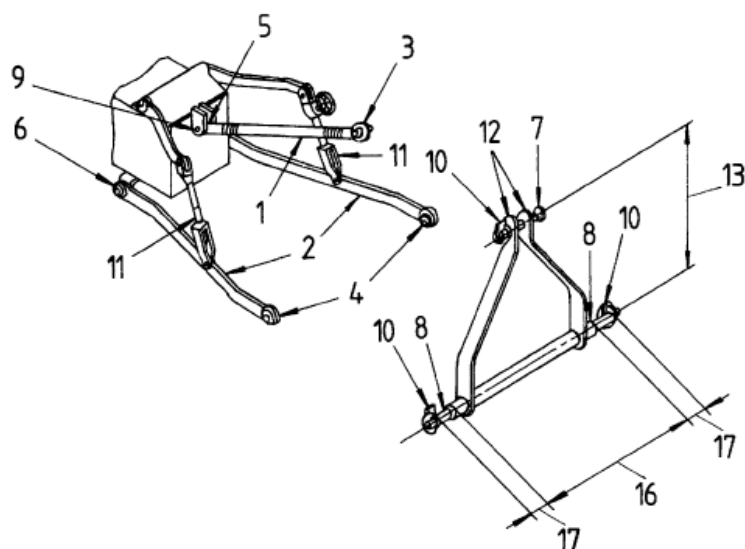
Trozglobna hidraulička poteznica pogonjena je hidrauličkim cilindrom ili cilindrima čije pomicanje omogućuje hidraulička pumpa. Budući da je traktor višenamjenski poljoprivredni stroj koji se koristiti za obavljanje različitih poslova u poljoprivredi postoje dvije izvedbe trozglobne hidrauličke poteznice. Trozglobna hidraulička poteznica može biti izvedena sa jednoradnim ili dvoradnim hidrauličkim cilindrom. Trozglobna hidraulična poteznica sa jednoradnim hidrauličkim cilindrom ostvaruje podizanje, spuštanje i neutralni položaj. Prilikom podizanja razvodnik je u položaju koji spaja pumpu sa hidrauličkim cilindrom. Ulje ulazi u cilindar i dolazi do izvlačenja klipnjače. Izvlačenjem klipnjače oruđe se podiže. Kod spuštanja razvodnik je u položaju koji spaja hidraulički cilindar sa spremnikom. Djelovanjem težine stroja ulje iz cilindra preko razvodnika se vraća u spremnik. Kada je razvodnik u položaju za spuštanje, spuštено oruđe je slobodno, pa se to stanje naziva još i plivajući položaj. U plivajućem položaju traktorski priključak prati neravnine terena. Ako je razvodnik postavljen u položaj koji blokira dotok ulja u cilindar ali i njegov povrat u spremnik hidraulički podizač se nalazi u neutralnom položaju. U ovom položaju ulje je “zarobljeno” u cilindru pa težina oruđa pritišće klip sa jedne strane, a sa druge strane tlak ulja u cilindru ostvaruje ravnotežu. Trozglobna poteznica sa jednoradnim hidrauličkim cilindrom nalazi se u primjeni kod većine traktora. [8]

Trozglobna hidraulička poteznica sa dvoradnim hidrauličkim cilindrom može ostvariti sve navedene položaje kao i hidraulička poteznica sa jednoradnim hidrauličkim cilindrom. Budući da je dotok ulja moguć sa obje strane klipa primjenjuje se kod obrade tla poput oranja. Razlog tome je lakše prodiranja pluga u tlo. [8]

Kod traktorskog priključka za sakupljanje granja te sakupljanje i okretanje sijena sasvim je dovoljna hidraulička poteznica sa jednoradnim hidrauličkim cilindrom. Prilikom uporabe stroja, trozglobna hidraulička poteznica nalazi se u neutralnom položaju.

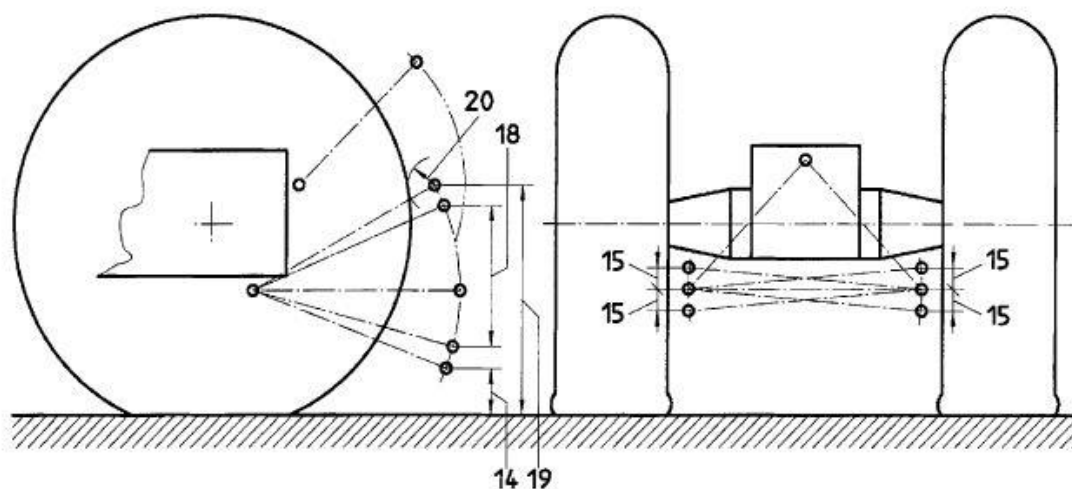
5.3.2. *Stražnja trozglobna poteznica (ISO 730-1:1994)*

Prema međunarodnoj standardizaciji (ISO 730-1:1994) postoje četiri kategorije trozglobnih poteznica definiranih prema snazi priključenja na priključno vratilo pri nazivnom broju okretaja (dimenzije navedene u tablici 6.). Budući da je traktorski priključak namijenjen za traktore 5. kategorije (Tablica 3.) (traktori srednjih snaga od 60 do 130 KS za rad u voćnjacima, vinogradima i maslinicima), dimenzije trozglobne hidrauličke poteznice odgovaraju drugoj kategoriji u odnosu na snagu priključnog vratila pri nazivnom broju okretaja (od 48 do 92 KW) (Tablica 6).



Slika 16. Sklop prihvata u tri točke [10]

- | | |
|--|---|
| 1 Gornja poteznica | 9 Veza gornje poteznice na traktor |
| 2 Donja poteznica (donja poluga) | 10 Osigurač svornjaka (rascjepka) |
| 3 Gornja prihvatna točka | 11 Navojna vretena za regulaciju visine |
| 4 Donja prihvatna točka | 12 Nosač |
| 5 Veza gornje poteznice na traktor | 13 Visina nosača |
| 6 Veza donje poteznice (2) na traktor | 16 Razmak donjih upornih točaka |
| 7 Gornji svornjak (svornjak poteznice) | 17 Udaljenost provrta za rascjepku |
| 8 Donji svornjak | |



Slika 17. Dimenzije trozglobne hidrauličke poteznice tokom eksplatacije.[10]

Na temelju slike 17. u tablici 5. navedene su dimenzije trozglobne hidrauličke poteznice tokom eksploatacije. Prilikom konstrukcijske razrade navedene dimenzije treba uzeti u obzir.

Broj kote na slici 16	Kategorija				
	1	2	3	4L	4H
14	200 max	200 max	230 max	230 max	230 max
15	100 min	100 min	125 min	150 min	150 min
18	610 min	650 max	735 min	760 min	900 min
19	820 min	950 min	1.065 min	1.200 min	1.200 min
20	100 min	100 min	100 min	100 min	100 min

Tablica 5. Dimenzije trozglobne hidraulične poteznice tokom eksplatacije [10] u mm

Objašnjenje brojeva kote na slici 16.

14 – Minimalna visina donjih prihvatnih točaka

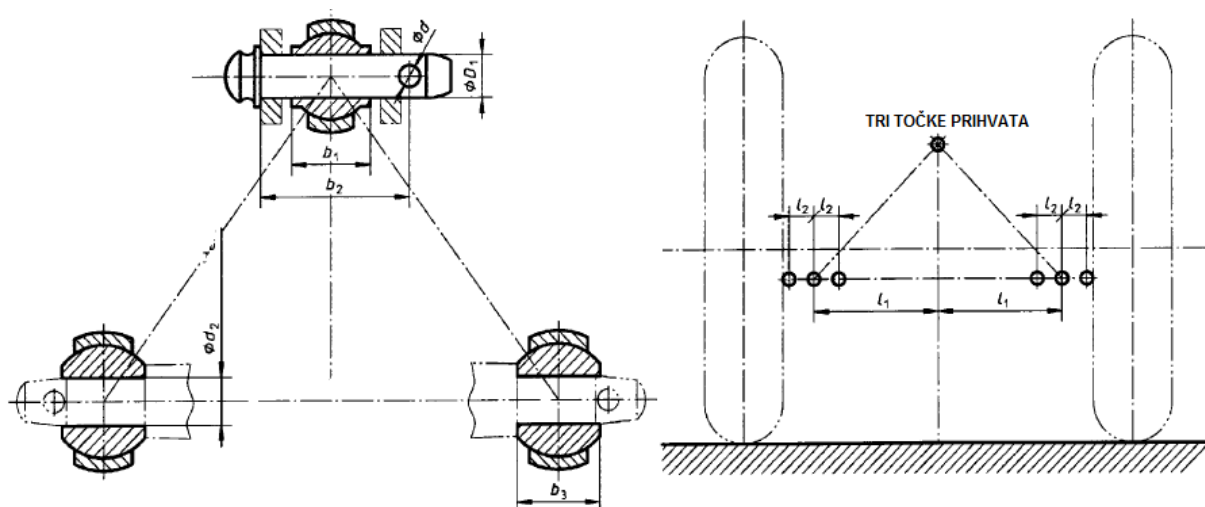
15 – Mogućnost međusobno neovisnog pomicanja donjih prihvatnih točaka kako bi se omogućio nagib priključka.

18 – Hod donjih priključnih točaka

19 – Transportna visina

20 – Minimalni polumjer između donjih priključnih točaka i kotača, blatobrana ili bilo kojeg drugog dijela traktora.

5.3.2.1. Dimenzije prihvatnih mjesta na traktoru stražnje trozgloбne hidrauličke poteznice

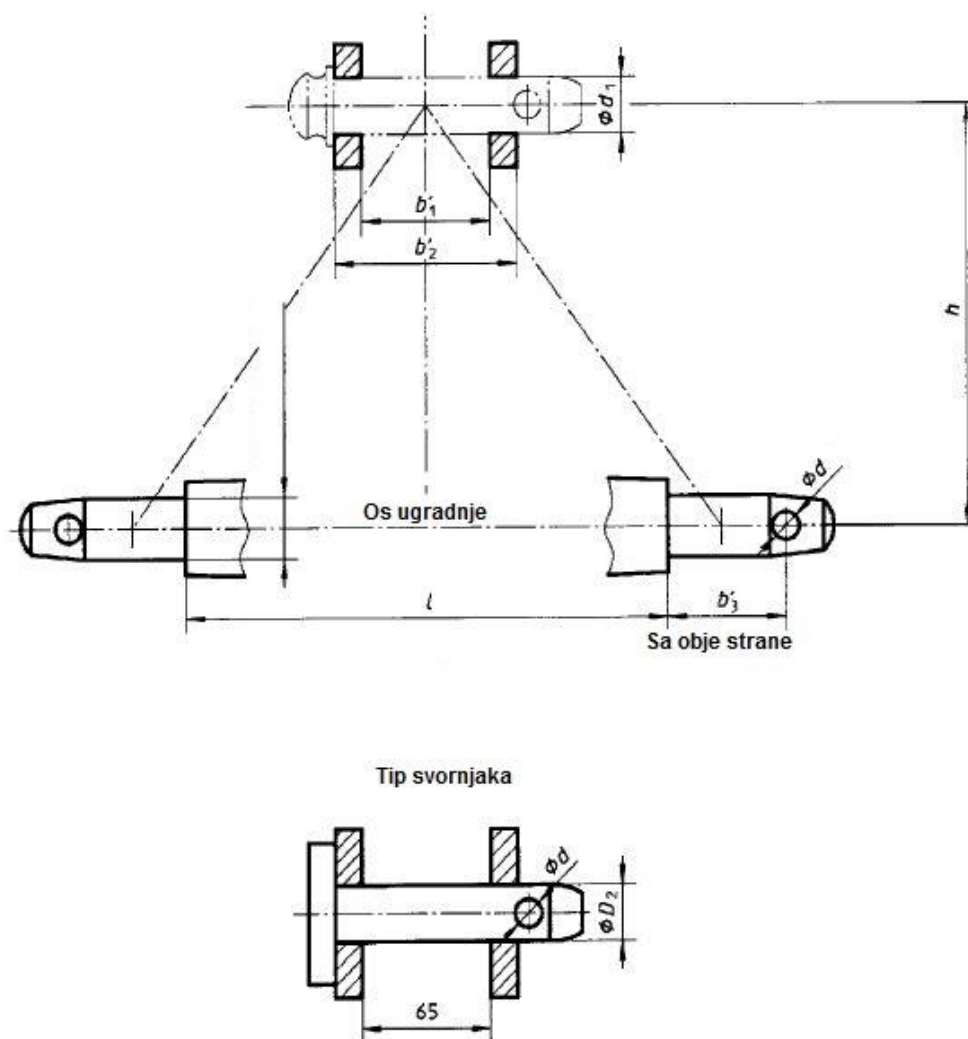


Slika 18. Dimenzije prihvatnih mjesta na traktoru stražnje hidrauličke poteznice [10]

Kategorija priključka u odnosu na snagu PV [kW] pri nazivnom broju okretaja		1	2	3	4L	4H
		do 48	od 48 do 92	od 80 do 185	od 150 do 350	
Gornja točka priključenja (hvatište vuče)						
D1	Promjer svornjaka /mm	19 0 -0,08	25,5 0 0,13	31,75 0 -0,2	45 0 -0,8	45 0 -0,8
b1	Širina kugle /mm	44 max.	51 max.	51 max.	64 max.	64 max.
b2	Razmak od glave svornjaka do provrta za rascijepku / mm	76 min.	93 min.	102 min.	104 min.	104 min.
d	Promjer za rascjepku /mm	12 min.	12 min.	12 min.	17,5 min	17,5 min
Donja točka priključenja (hvatište vuče)						
d2	Promjer svornjaka /mm	22,4 + 0,2 0	28,7 + 0,3 0	37,4 + 0,35 0	51 + 0,5 0	51 + 0,5 0
b3	Širina kugle /mm	35 +0 -0,2	45 +0 -0,2	45 +0 -0,2	57,8 +0 -0,2	57,8 +0 -0,2
l1	Razmak od središta kugle do osi traktora /mm	359	435	505	610 ili 612	610 ili 612
l2	Postrano kretanje donje točke / mm	100 min.	125 min.	125 min.	130 min.	130 min.
L	Razmak od PV do donje točke priključenja /mm	500 do 575	550 do 625	575 do 675	575 do 675	610 do 670

Tablica 6. Dimenzije stražnje trozgloбne poteznice (ISO 730-1:1994) [9]

5.3.2.2. Dimenzije prihvatnih mjesta na nosaču stražnjeg traktorskog priključka



Slika 19. Dimenzije nosača traktorskog priključka (ISO 730-1:1994)[10]

Dimenzije prihvatnih mjesta na nosaču traktorskog priključka za drugu kategoriju u odnosu na snagu priključnog vratila u Kw prema standardu (ISO 730-1:1994)[10] i iznosi:

Gornje točke prihvata

Promjer provrta za svornjak: $d_1 = 25,7^{+0.2}_0$ mm

Razmak između unutrašnjih stranica gornjeg prihvata nosača: $b'_1 = 52$ mm

Razmak između vanjskih stranica gornjeg prihvata nosača: $b_2^* = 86$ mm

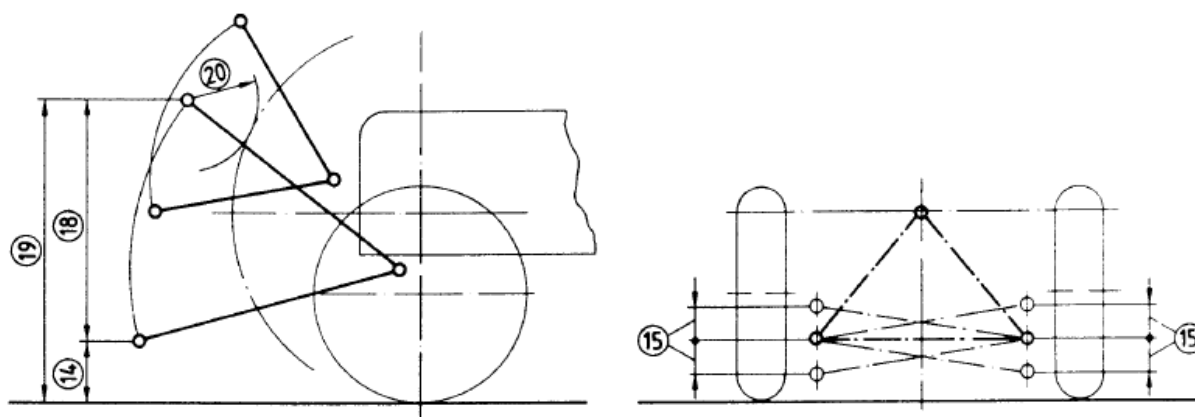
Donje točke prihvata

Promjer donjeg provrta za svornjak: $D_2 = 28^{0}_{-0,2}$ mm

Udaljenost provrta za rascjepku :	$b_3^* = 49 \text{ mm}$
Udaljenost donjih svornjaka :	$l = 825 \pm 1,5 \text{ mm}$
Promjer provrta za rascjepku :	$d = 12 \text{ mm}$
Visina nosača traktorskog priključka :	$h = 610 \pm 1,5 \text{ mm}$

5.3.3. Prednja trozglobna poteznica (ISO 8759-2:1985)

Budući da je traktorski priključak namijenjen i za sakupljanje granja, potrebno je omogućiti njegovo spajanje na prednju hidrauličku poteznicu kako bi se stražnja poteznica iskoristila za spajanje malčera. Na ovaj način znatno se povećava efikasnost stroja odnosno ušteda goriva budući da se jednim prolazom istovremeno vrši postupak sakupljanja granja i malčiranja. U ovom poglavlju bit će navedene dimenzije prednje trozglobne hidrauličke poteznice



Slika 20. Dimenzije trozglobne hidrauličke poteznice tokom eksploatacije [11]

Objašnjenje i iznos brojeva kota u na slici 19. (u mm) za drugu kategoriju priključka

14 = 200 (max) – Minimalna visina donjih prihvatnih točaka -

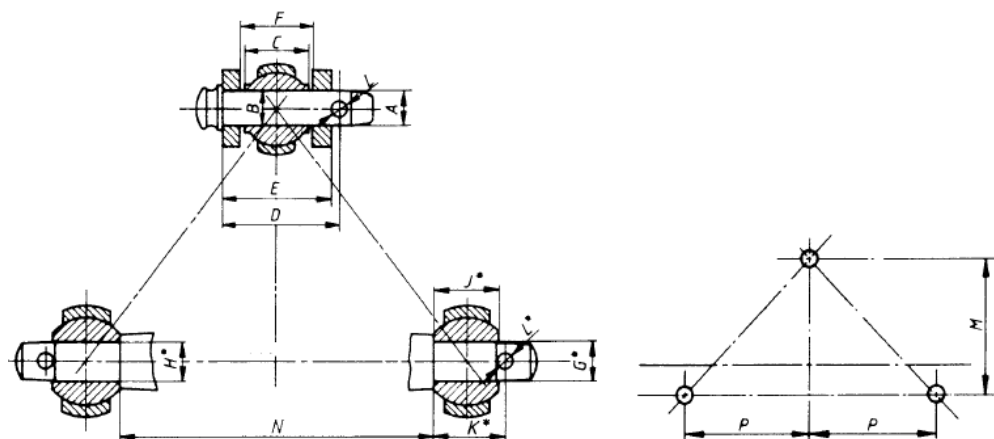
15 = 100 (min)– Mogućnost međusobno neovisnog pomicanja donjih prihvatnih točaka kako bi se omogućio nagib priključka.

18 = 600 (min) Hod donjih priključnih točaka

19 = 890 (min) Transportna visina

20 = 100 (min) Minimalni radijus između donjih priključnih točaka i kotača, blatobrana ili bilo kojeg drugog dijela traktora.

5.3.3.1. Dimenzije prihvatnih mjesta na traktoru prednje trozglobne hidraulične poteznice



Slika 21. Dimenzije prihvatnih mjesta na traktoru prednje trozglobne poteznice [11]

U nastavku su navedene dimenzije prihvatnih mjesta na traktoru prednje trozglobne hidrauličke poteznice za drugu kategoriju priključka prema (ISO 8759-2:1985). Iz navedenih podataka je vidljivo da se dimenzije stražnje i prednje hidrauličke poteznice poklapaju, što znači da je moguće spajanje traktorskog priključka na prednju i stražnju stranu.

Gornje točke prihvata

Promjer svornjaka :	$A = 25,27 \text{ mm} - 25,4 \text{ mm}$
Promjer provrta za svornjak:	$B = 25,7 \text{ mm} - 25,91 \text{ mm}$
Širina kugle:	$C = 51 \text{ mm (max)}$
Udaljenost provrta za rascjepku :	$D = 93 \text{ mm (min)}$
Razmak između vanjskih stranica gornjeg prihvata nosača :	$E = 86 \text{ mm (max)}$
Razmak između unutarnjih stranica gornjeg prihvata nosača :	$F = 86 \text{ mm (min)}$

Donje točke prihvata

Promjer donjeg svornjaka :	$G = 27,79 \text{ mm} - 28 \text{ mm}$
Promjer donjeg provrta za svornjak :	$H = 28,7 \text{ mm} - 28 \text{ mm}$
Širina kugle	$J = 44,8 \text{ mm} - 45 \text{ mm}$
Udaljenost provrta za rascjepku :	$K = 49 \text{ mm (min)}$
Promjer provrta za rascjepku:	$L = 12 \text{ mm (min)}$
Visina nosača traktorskog priključka:	$M = 610 \pm 1,5 \text{ mm}$
Udaljenost donjih svornjaka :	$N = 825 \pm 1,5 \text{ mm}$

5.4. Hidraulički pogon kod traktora

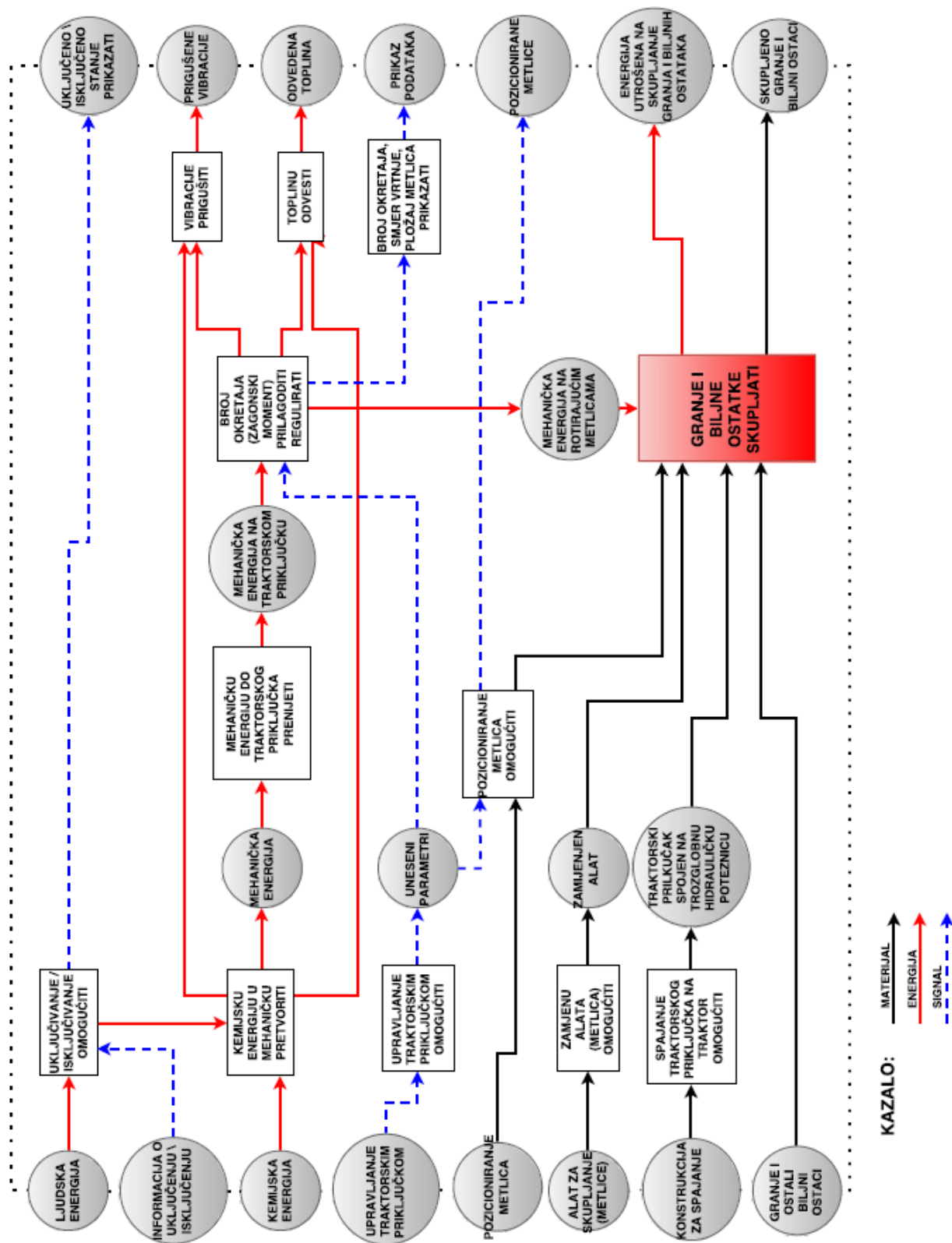
Hidraulički pogon često se koristi na traktorskim priključcima za sakupljanje granja i sijena. Osnovni elementi hidrauličkog pogona su: hidraulička pumpa, hidraulički fluid, cijevi upravljački elementi, hidraulički motor i ostale regulatorske jedinice. Hidraulička pumpa kod traktora pogonjena je motorom sa unutarnjim izgaranjem (otto ili češće diesel) te pretvara mehanički rad u energiju hidrauličkog fluida (najčešće mineralog ulja).

Traktori pete kategorije namijenjeni za rad u voćnjacima, vinogradima i maslinicima ovisno o proizvođaču imaju ugrađene pumpe sa rasponom protoka od 70 do 90 l/min odnosno mogu dati maksimalni tlak od 140 do 150 bar (Tablica 7., Tablica 8.) .

	Specifikacija 5GV		Specifikacija 5GN			Serija 5GF			Serija 5GL	
	5075GV	5085GV	5075GN	5085GN	5100GN	5075GF	5085GF	5100GF	5075GL	5085GL
Broj cilindara	4									
Obujam (L)	3,2				4,5	3,2		4,5	3,2	
Nazivna snaga (97/68 EC) (KS)	75	85	75	85	100	75	85	100	75	85
Spremnik goriva (L)	73									67
MJENJAČ										
Tip mjenjača	SynchroReverser 12F/12R; 1,4-30km/h								SynchroReverser 24F/24R; 0,5-40 km/h	
Mjenjač (opcije)	SynchroReverser 24F/24R; 0,5-40 km/h (PowrReverser 24F/12R; 0,5-40km/h)									
PRIKLJUČNO VRATILLO										
Brzina PV-a (o/min)	540 / 540E / 1000									
HIDRAULIKA										
Protok hidr. pumpe (L/min)	93.6 (122.5 opcija)		93.6 (122.5 opcija)		81.4 (107.4 op)	93.6 (122.5 opcija)		81.4 (107.4 op)	93.6	
Maks. podizni kapacitet (kN)	25.4 Kat. I/II				30.4 Kat. I/II				25,4 Kat. I/II	
Broj SCV-a	2 dvosmjerna (maks. 4 zadnja opcija)								maks. 3	
Broj SCV-a u sredini	5 s desne, 2 s lijeve strane									
TEHNIČKI PODACI										
Međuosovinski razmak (mm)	2098		2098		2185	2074		2161	2074	
Dužina x visina x širina (mm)	3995x2334x1088-1338		3995x2371x1322-1722			3995x2355x1583-1920			3840x2365 (1234)x1525-1868	
Težina s kabinom (kg)	2745		2975		3045	3065		3135	-	
Gume- zadnje	340/85R28	340/85R28	380/85R28	380/85R28	380/85R28	380/70R28	380/70R28	380/70R28	380/70 R20	380/70 R20
Gume- prednje	210/85R16	210/85R16	7.50-18	7.50-18	7.50-18	280/70R20	280/70R20	280/70R20	260/70 R16	260/70 R16

Tablica 7. Tehničke specifikacije traktora John Deere serije 5G [12]

6. FUNKCIJSKA DEKOMPOZICIJA



Slika 22. Funkcijska dekompozicija

7. MORFOLOŠKA MATRICA

<p>Uključivanje \ isključivanje omogućiti</p>	 <p>Ključem</p>	 <p>Tipkama</p>
<p>Kemijsku energiju u mehaničku pretvoriti</p>	 <p>Diesel motorom</p>	
<p>Mehaničku energiju do traktorskog prikjučka prenijeti</p>	 <p>Kardanskim vratilom</p>	 <p>Hidrostatskim prijenosnikom</p>

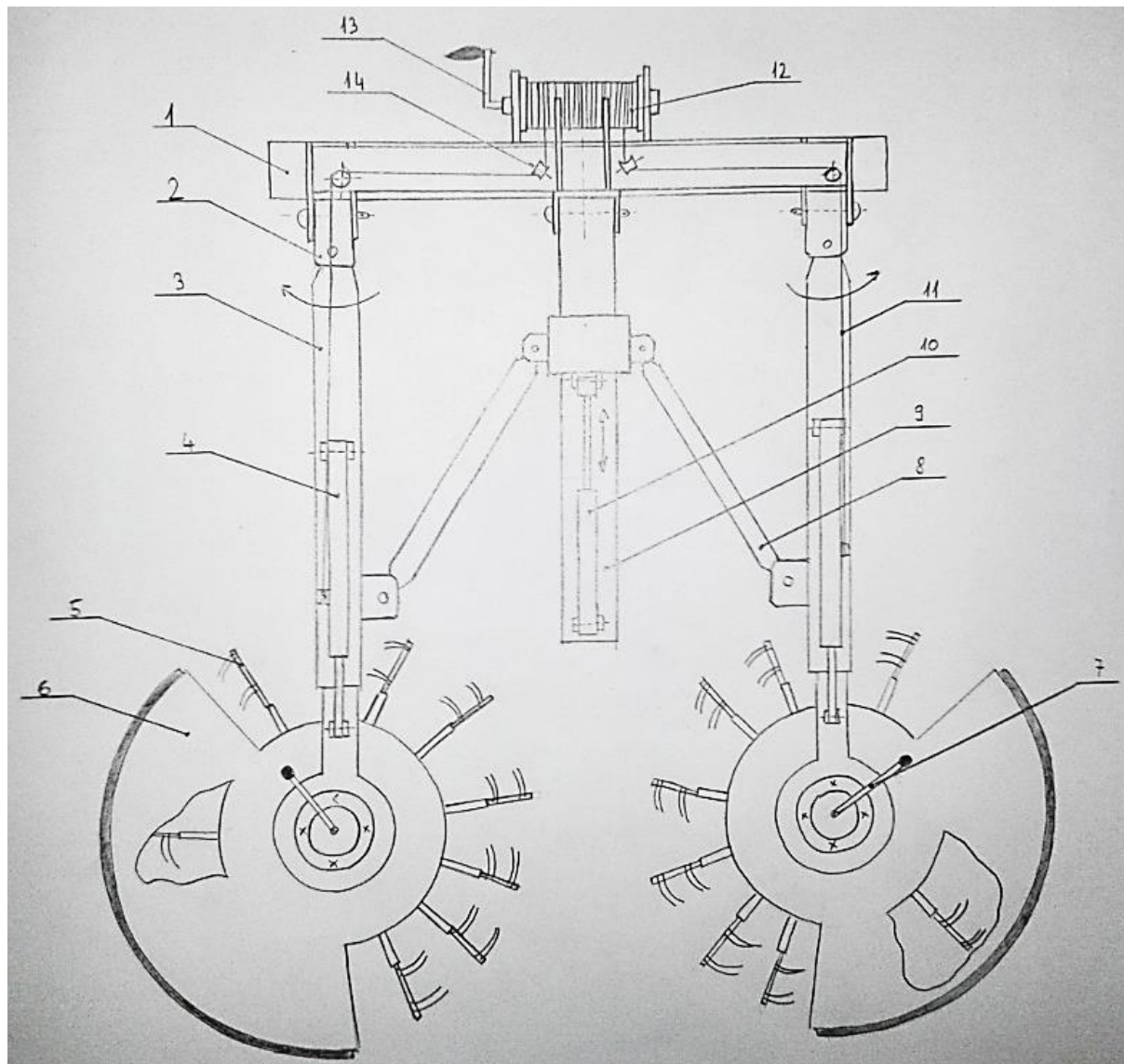
<p>Broj okretaja (zakretni moment) prilagoditi</p>	<div data-bbox="861 235 1109 649" data-label="Image"> </div> <p>Remenskim prijenosom</p> <div data-bbox="598 739 917 1064" data-label="Image"> </div> <p>Pužnim prijenosom</p> <div data-bbox="965 750 1380 1041" data-label="Image"> </div> <p>Stožničkim prijenosom</p>
<p>Upravljanje traktorskim priklučkom omogućiti</p>	<div data-bbox="694 1176 1284 1702" data-label="Image"> </div> <p>Nadzorno upravljačkom pločom</p>
<p>Broj okretaja smjer vrtnje metlica prikazati</p>	

<p>Pozicioniranje metlica omogućiti</p>	 <p>Polužnim mehanizmom</p>	 <p>Hidraulički cilindar</p>
<p>Zamjenu alata (metlica) omogućiti</p>	 <p>Zamjena metlica</p>	
<p>Spajanje traktorskog priključka na traktor omogućiti</p>	 <p>Nosivi okvir</p>	

Tablica 8. Morfološka matrica

8. KONCEPTI

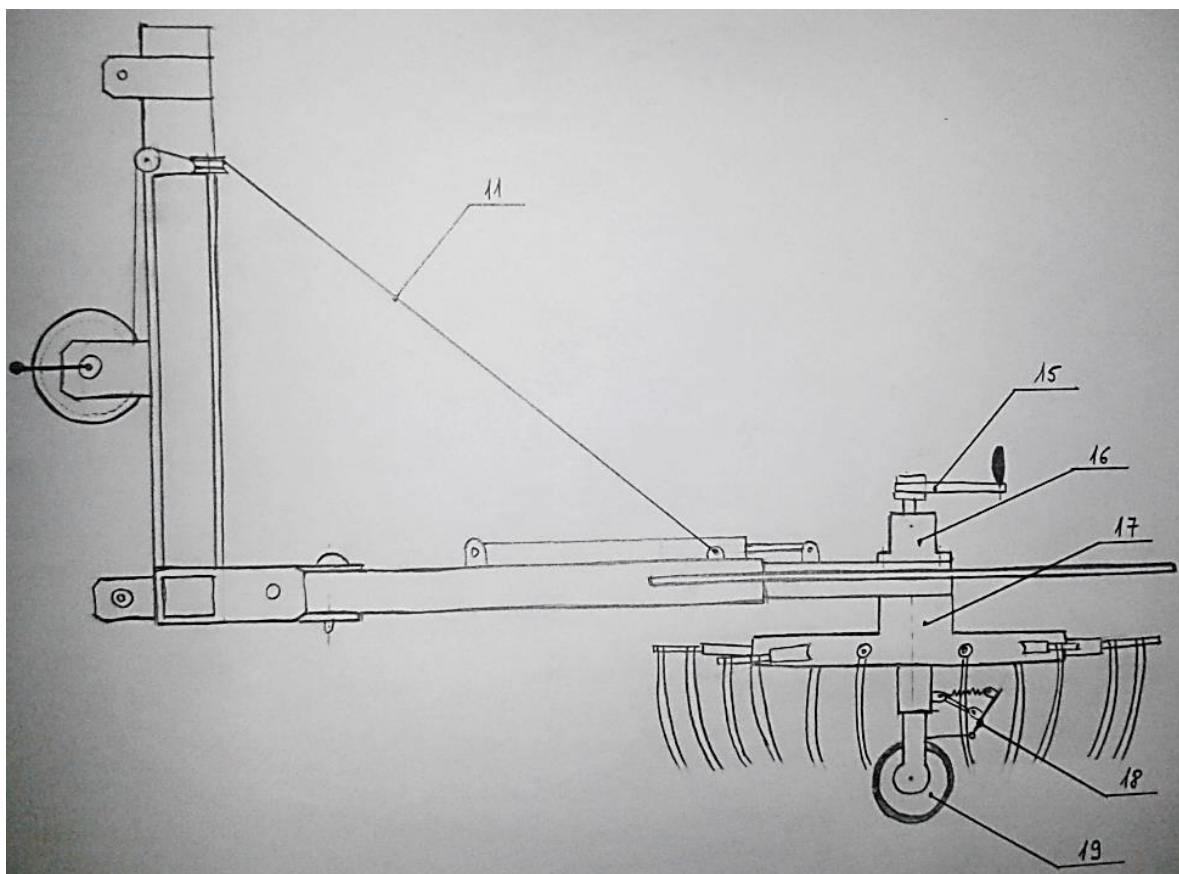
8.1. Koncept 1.



Slika 23. Koncept 1

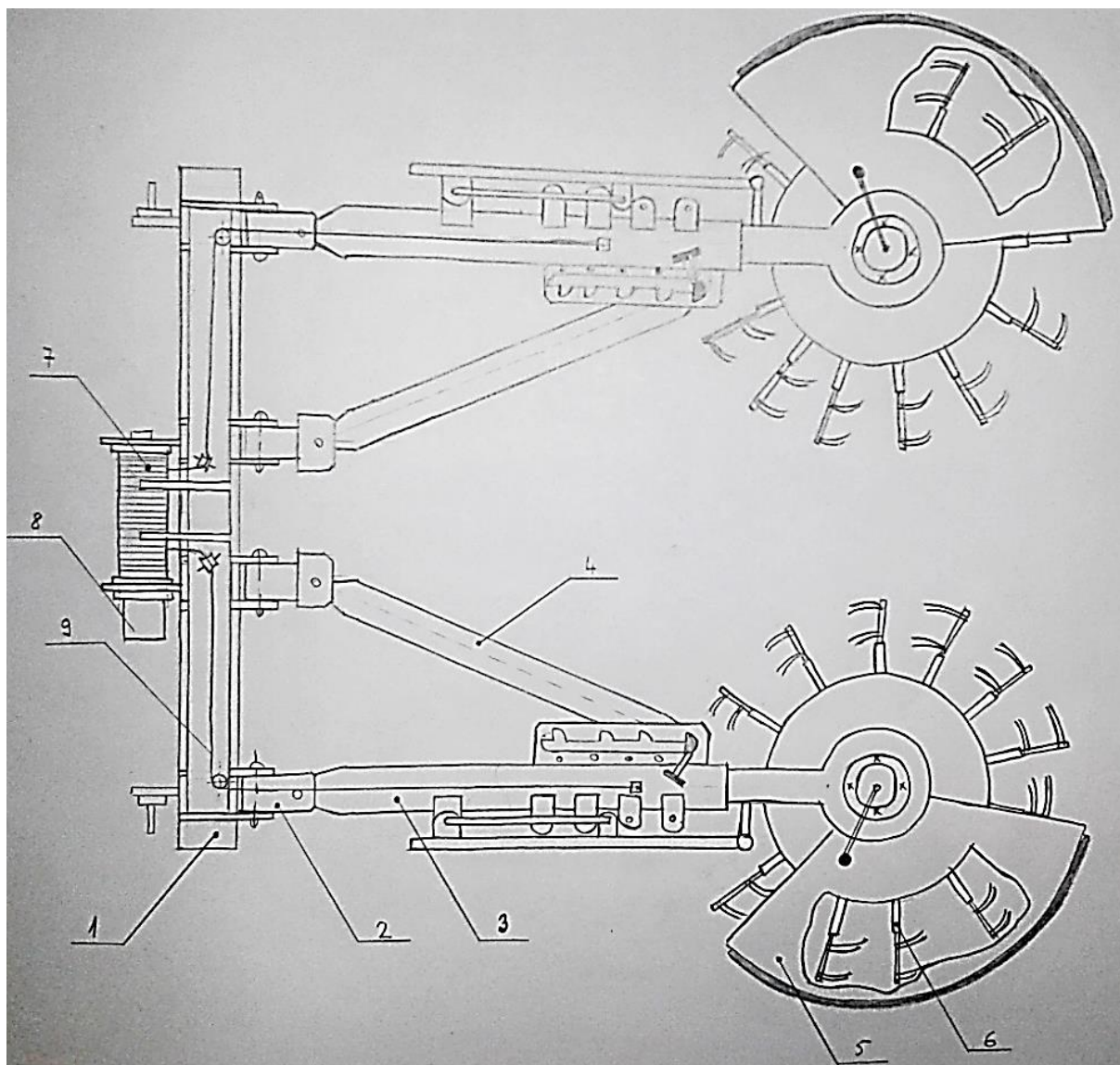
Koncept 1 potencijalno je konstrukcijsko rješenje uređaja za sakupljanje granja te okretanja i sakupljanja sijena. Glavna značajka ovog koncepta je polužni mehanizam koji omogućuje širenje ili sakupljanje teleskopskih ruku (3.). Hidraulički cilindar (10) na konzolnom nosaču (9) preko klizača pomiče poluge (8). Ukoliko dolazi do uvlačenja klipa hidrauličkog cilindra (10), klizač gura poluge (8) i dolazi do širenja teleskopskih ruku (3).

Teleskopske ruke preko svornjaka spojene su sa nosivom konstrukcijom (1). koja spaja sakupljač granja sa traktorom. Izvlačenjem klipova hidrauličkih cilindara (4) dolazi do teleskopiranja tj. produljenja teleskopskih ruku (3) čime se povećava radna širina stroja. Orbitalni hidrostatski motori (16) pomoću vijaka pričvršćeni su na teleskopske ruke (slika 24.). Zakretni moment preko prijenosnika (17) prenosi se na rotirajuće metlice (5). Hidrostatski motori mogu mijenjati smjer vrtnje što omogućava funkcije sakupljanja ili razbacivanja sijena. Štitnici (6) štite vočke odnosno lozu od rotirajućih metlica. Kotači (19) služe za vožnju konstrukcije. Budući da je stroj namijenjen za sakupljanje granja i sijena, pomoću ručice (15) mijenja se radna visine za različite dužine metlica. Polužni mehanizam (18) pomoću opruge ublažava vibracije stroja. Dio težine preuzima čelična užad (11) koja se namata na vitlo (12). Vitlo pogonjeno ljudskom snagom namata čeličnu užad i podiže teleskopske ruke što olakšava transport.



Slika 24. Koncept 1 stroj u položaju za sakupljanje granja\ sijena

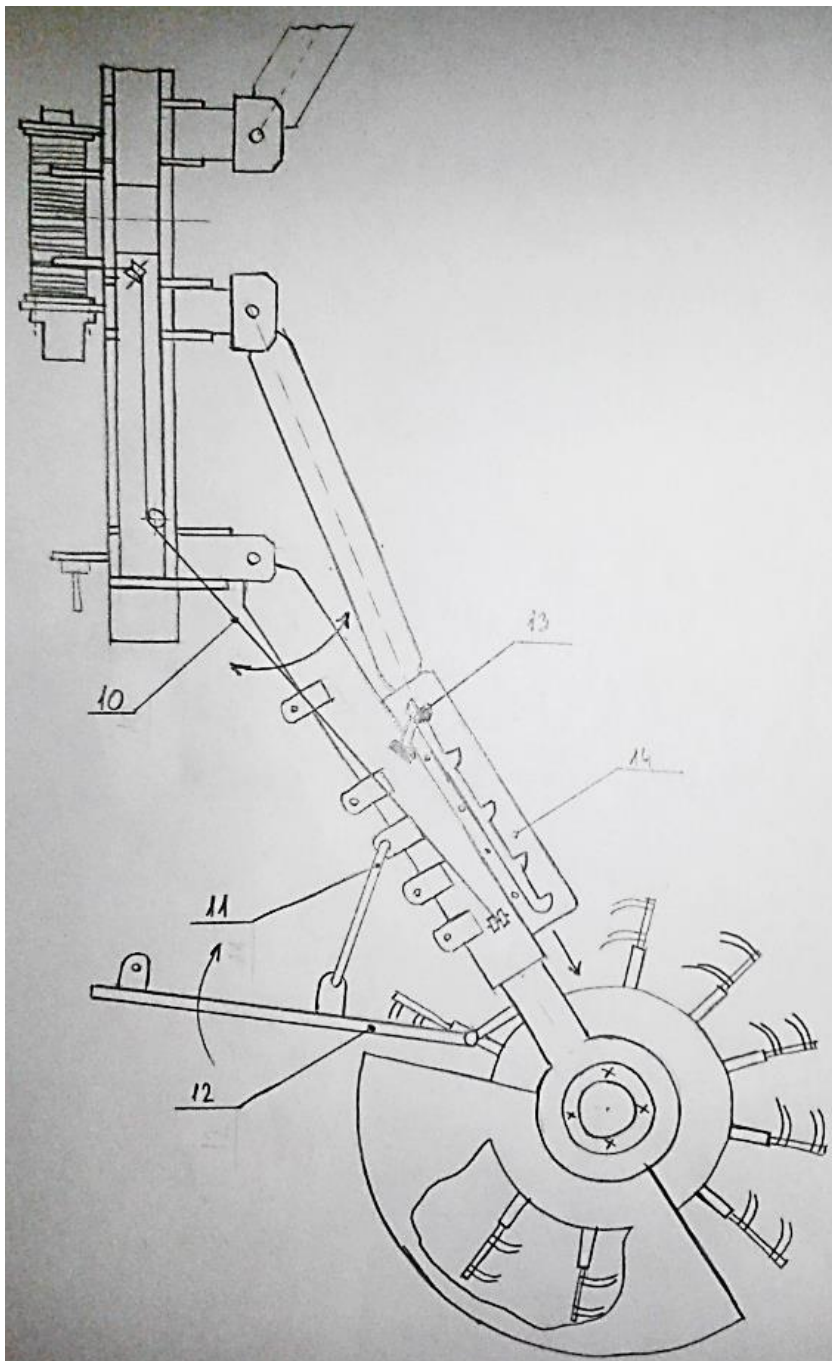
8.2. Koncept 2



Slika 25. Koncept 2.

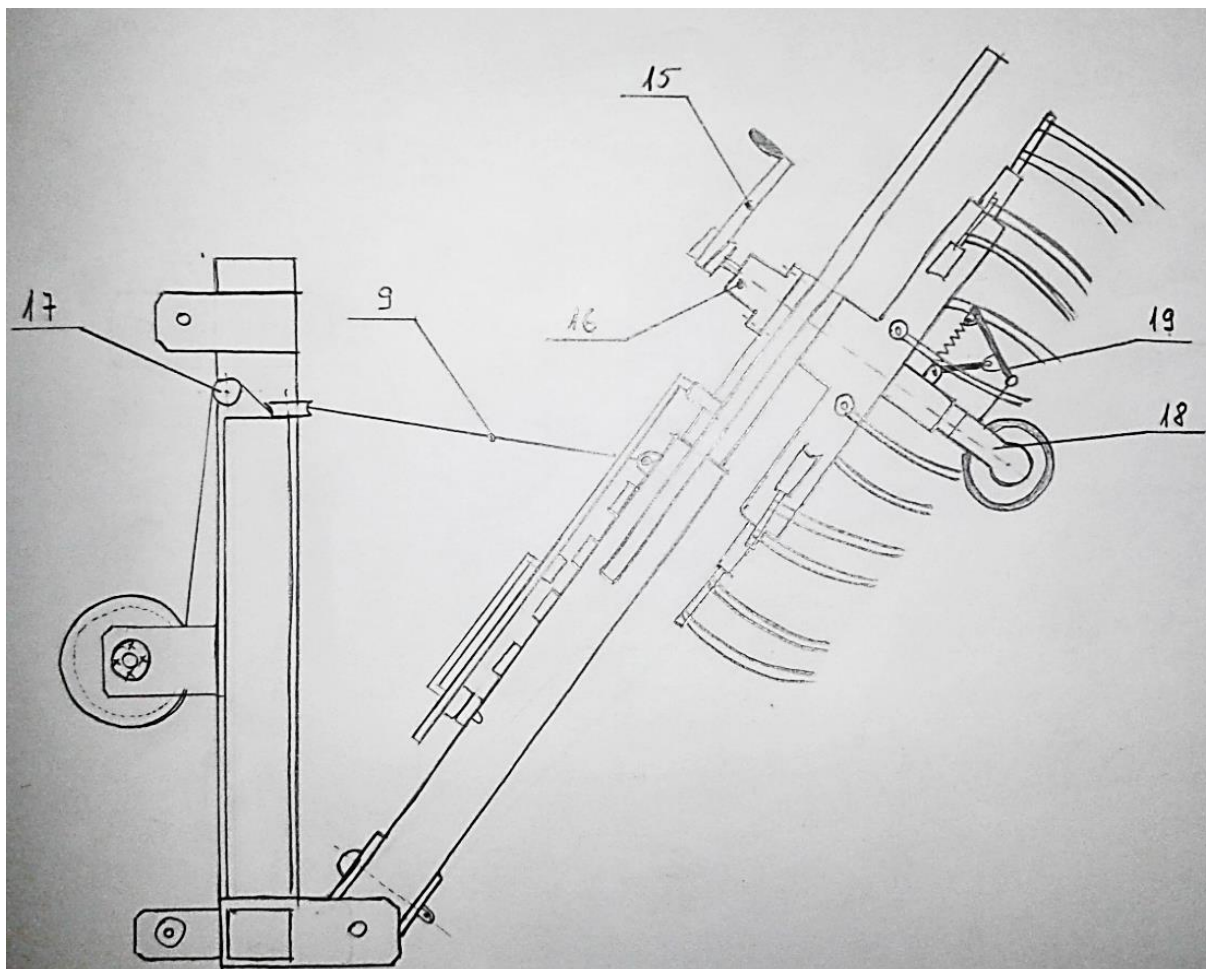
Prednost ovog konceptualnog rješenja u odnosu na prethodno je cijena i funkcionalnost. Polužni mehanizam napravljen od cijevi i profila zamjenjuje znatno skuplje hidrauličke cilindre. Polužnim mehanizmom mijenja se radni položaj stroja a time i njegove radne funkcije.

Operator pomoću poluge (4), profila sa zupcima (14) i mehanizma za zaključavanje (13) mijenja kut teleskopskih ruku (3) a time i radnu širinu uređaja. Teleskopske ruke preko svornjaka spojene su na nosivu konstrukciju (1), koja spaja stroj sa traktorom.. Izvlačenje teleskopskih ruku ostvaruje se pomoću poluga (11) i (12). Guranjem poluge (12) prema teleskopskoj cijevi dolazi do izvlačenja teleskopske ruke a time i dodatnog povećanja radne širine uređaja.



Slika 26. Koncept 2 u raširenom položaju

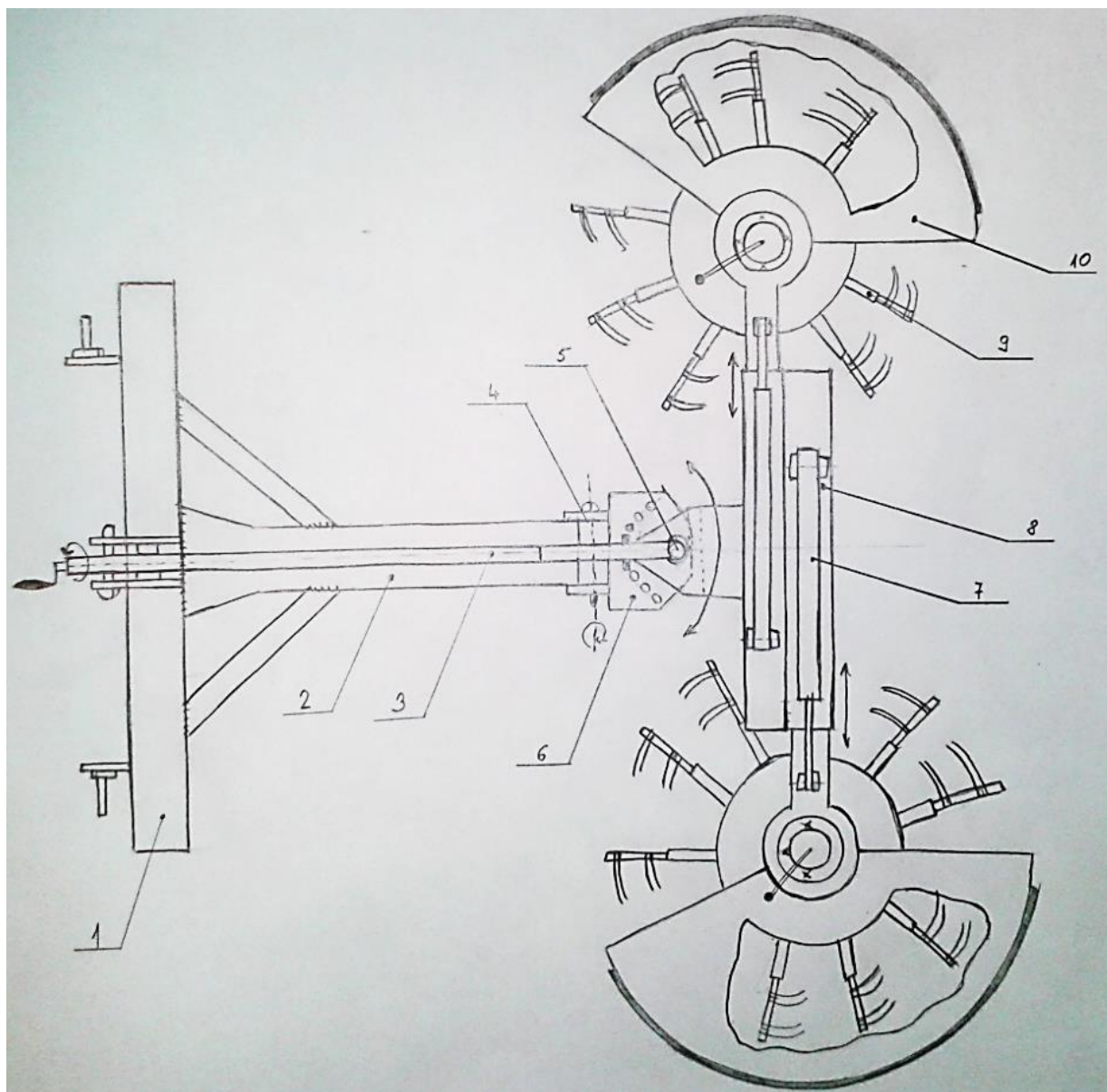
Kako bi se olakšao transport stroja osim zakretanja teleskopskih ruku potrebno je omogućiti i njihovo podizanje. Hidromotor vitla (8) okreće bubanj (7) te dolazi do namatanja \ odmatanja čelične užadi (9) i podizanja odnosno spuštanja teleskopskih ruku.



Slika 27. Koncept 2 u sakupljenom transportnom položaju

Na krajevima teleskopskih ruku nalaze se rotirajuće glave koje se sastoje od orbitalnih hidromotora, prijenosnika snage, metlica (6) i štitnika (5). Snaga sa hidromotora (16) preko prijenosnika prenosi se na metlice. Budući da je ideja koncepta mogućnost obavljanja više radnih operacija (sakupljanje granja, sakupljanje i okretanje sijena), stroj ima mogućnost zamjene metlica za različite radne operacije. Sa donje strane rotacionih glava nalaze se kotači (18) sa opružnim mehanizmom (19) s ciljem prigušenja nepoželjnih vibracija.

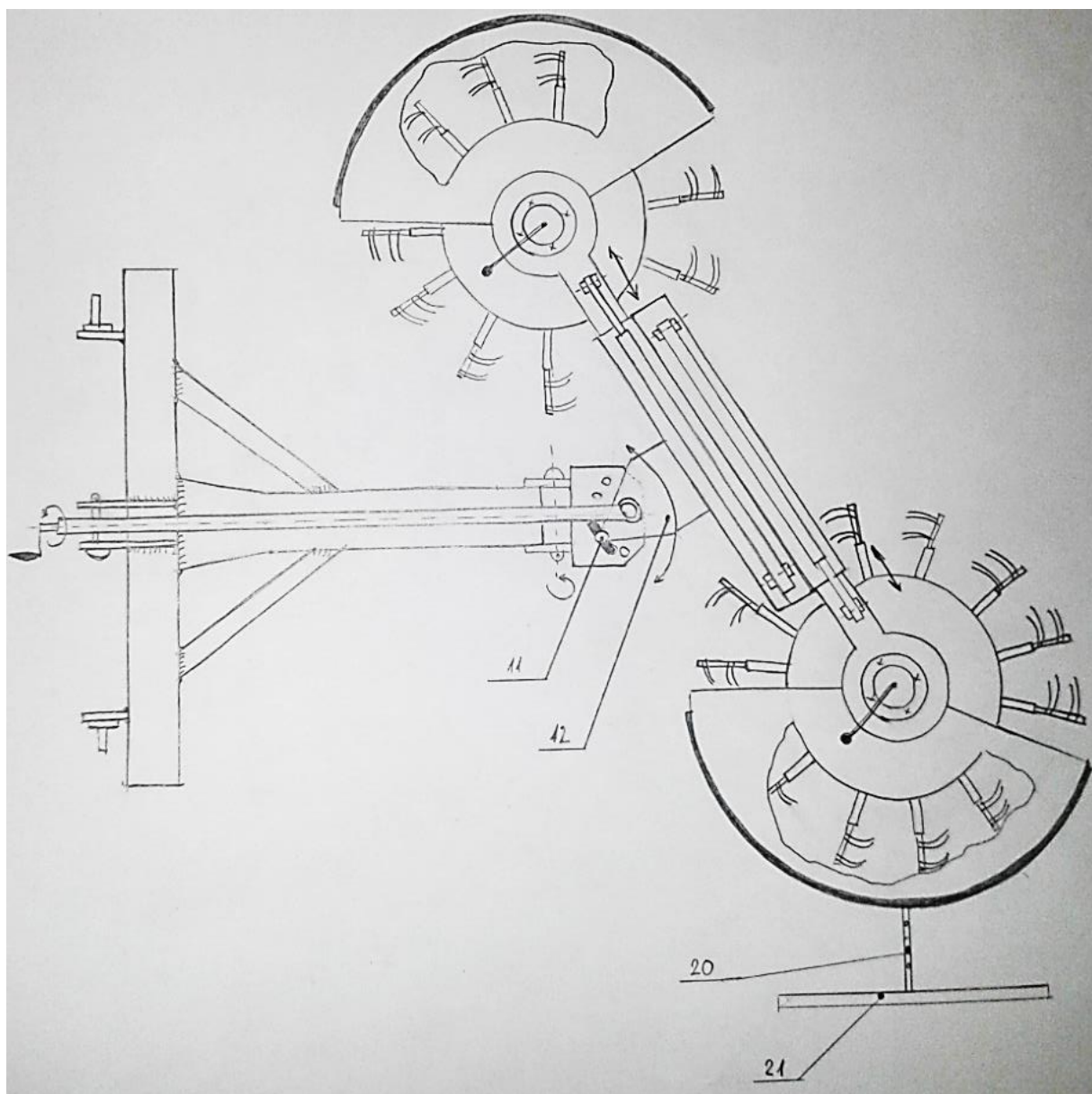
8.3. Koncept 3



Slika 28. Koncept 3.

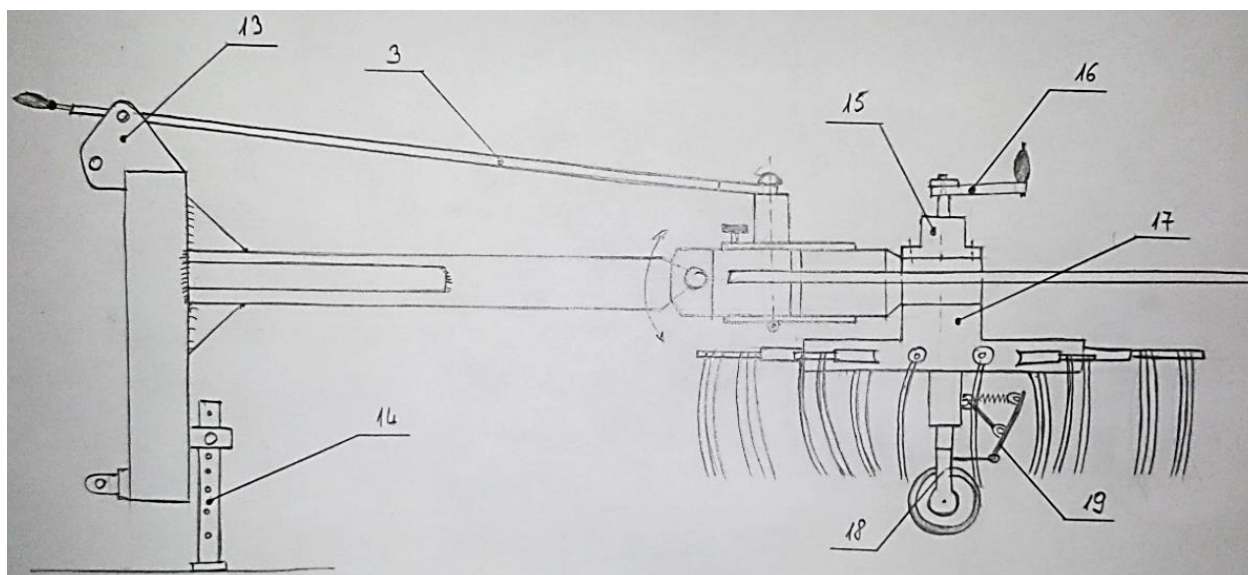
Koncept 3 također predstavlja konceptualno rješenje traktorskog priključka za sakupljanje granja te okretanja i sakupljanja sijena. Umjesto polužnog mehanizma koji je kod prethodnih koncepata služio za mijenjanje radnog položaja i funkcija stroja, kod ovog konceptualnog rješenja hidraulički cilindri (7) postavljeni su paralelno na teleskopskim cijevima (8). Teleskopske cijevi preko konzolnog nosača (2) zavarene su na nosivi okvir (1). Izvlačenjem hidrauličkih cilindara odnosno teleskopskih cijevi povećava se radna širina stroja. Na krajevima teleskopskih cijevi nalaze se rotirajuće metlice (9), prijenosnik i hidromotori sa mogućnošću promjene smjera vrtnje.

Budući da je cilj postići čim veću funkcionalnost stroja kao i čim veći broj radnih položaja, paralelno postavljene teleskopske cijevi mogu se zakretati pomoću zgloba (12) i graničnika (11) čime se postiže mogućnost sakupljanja sijena na lijevu odnosno desnu stranu. Kod sakupljanja sijena na lijevu stranu (Slika 29) hidromotori se okreću u smjeru suprotnom od smjera kazaljke na satu. Platneni graničnik (21) na nosaču (20) zaustavlja sijeno kako bi se formirali redovi sakupljenog sijena. Kao i kod prethodnih koncepata s donje strane rotacionih glava nalaze se kotači (18) sa opružnim mehanizmom (19) s ciljem prigušenja nepoželjnih vibracija.



Slika 29. Koncept 3 u položaju sakupljanja sijena na lijevu stranu

Okretanjem ručice na kraju šipke (3) tj. trapeznog vretena dolazi do zakretanja rotacione glave u zglobu (4) (slika 30), sada je stroj u položaju okretanje sijena. Zakretanjem rotacione glave prema naprijed metlice koje se nalaze bliže traktoru sada su bliže podlozi dok su metlice sa suprotne strane više u zraku. Takvim položajem rotacione glave odnosno metlica omogućen je efikasniji postupak okretanja sijena.



Slika 30. Koncept 3 u stanju mirovanja

8.4. Vrednovanje koncepata

Koncepti su vrednovani metodom težinskih faktora. Svakom kriteriju pridodan je težinski faktor čiji zbroj je jednak 1. Konceptima su dodijeljene ocjene za svaki kriterij. Raspon ocjena je: nezadovoljavajuće (1), primjereno (2), dobro (3), vrlo dobro (4) i odlično (5). Množenjem ocjene i težinskih faktora dobivena je težinska ocjena za svaki kriterij, a suma svih težinskih ocjena je ukupna ocjena koncepta.

8.4.1. Kriteriji vrednovanja

Prije samog postupka vrednovanja potrebno je definirati kriterije po kojima se ono vrši. Prilikom postupka vrednovanja bit će uzeti u obzir sljedeći kriteriji: Cijena, jednostavnost uporabe, funkcionalnost, sigurnost uporabe, transport do mjesta eksploatacije, mogućnost sklapanja za vrijeme mirovanja.

8.4.1.1. *Cijena (kontradikcija cijena / kvaliteta i jednostavnost upotrebe)*

Prilikom izrade konceptualnog rješenja glavni kriterij je cijena. Budući da se radi o velikoserijskoj proizvodnji uređaja za europsko ali i svjetsko tržište potrebno je voditi računa o cijeni komponenata koje se ugrađuju na stroj. Sa druge strane komponente i dalje moraju biti visoke kvalitete budući da je sigurnost stroja na prvom mjestu. Loša kvaliteta uzrokuje česte reklamacije, negativnu reputaciju i u konačnici gubitke za tvrtku. Osim kvalitete sa cijenom su u kontradikciji i drugi kriteriji poput jednostavnosti uporabe. Veći broj hidrauličkih cilindara i hidromotora ostvaruje jednostavniju uporabu ali znatno povećava cijenu uređaja, dok manji broj hidrauličkih cilindara i hidromotora smanjuje jednostavnost uporabe ali smanjuje cijenu. Primjer ove kontradikcije može se najbolje vidjeti na primjeru prethodno opisanih koncepata. Na primjeru koncepta 2 operater ručno mijenja radnu širinu kao i radne funkcije stroja. Kod koncepata 1 i 3 radna širina se mijenja pomoću hidrauličkih cilindara čime je povećana cijena uređaja.

8.4.1.2. *Jednostavnost uporabe*

Ova kategorija odnosi se na broj radnih operacija koje operater mora izvršiti da stroj dovede u željeni radni položaj. Ukoliko se radne operacije vrše ručno potrebno ih je pojednostavniti. Mišićna sila kojom operater mora djelovati kako bi stroj doveo u željeni radni položaj mora biti svedena na minimum.

8.4.1.3. *Funkcionalnost*

Svaka dodatna funkcije koja nije navedena u temi ovog rada, dodatno olakšava manipulaciju sa strojem.

8.4.1.4. *Sigurnost upotrebe*

Zdravlje i sigurnost operatera ključan je kriterij prilikom konstruiranja svakog proizvoda. Budući da se stroj sastoji od rotirajućih elemenata, sve rotirajuće elemente potrebno je osigurati od ispadanja.

8.4.1.5. *Transport do mjesta eksploatacije (sukladnost sa pravilnikom o tehničkim uvjetima vozila u prometu na cestama).*

Traktorski priključak potrebno je transportirati do mjesta eksploatacije. Prilikom transporta traktorskog priključka potrebno je voditi računa o njegovim dimenzijama. Na temelju pravilnika o tehničkim uvjetima vozila u prometu na cestama (na temelju članka 236. stavak 4. Zakona o sigurnosti prometa na cestama »Narodne novine« br. 67/08). propisane su sljedeće dimenzije.

Širina

Na temelju članka 5 stavka 1 ovog pravilnika najveća dopuštena širina vozila iznosi 2,55 m.

Iznimno širina vozila ne obuhvaća prekoračenja što mogu nastati zbog deformacije guma u zoni nalijeganja na kolnik, postavljanja lanaca za snijeg i ugradnje gabaritnih svjetala, pokazivača smjera, vanjskog zrcala, svjetla za osvjetljavanje ceste, elastičnih blatobrana i druge dodatne opreme koja je vezana za čvrstu konstrukciju vozila.

Svi zglobno ili elastično vezani dijelovi iz stavka 3. ovoga članka, moraju biti zglobno ili elastično vezani na konstrukciju vozila. Ukoliko dolazi do njihovog preklapanja uz čvrstu konstrukciju vozila moraju biti unutar propisane najveće dopuštene širine vozila, a ostali dijelovi unutar propisane širine uvećane za vrijednost dopuštenog odstupanja za najviše 1% od vrijednosti iz stavka 1. ovoga članka.

Širina vozila na kojoj se izvodi nadogradnja ne smije biti veća od one koju je predvidio proizvođač vozila.

Visina

Na temelju članka 6 stavka 1 ovog pravilnika najveća dopuštena visina vozila iznosi 4,0 m.

Svi dijelovi vozila moraju se nalaziti unutar propisane najveće dopuštene visine vozila uvećane za najviše 50 mm od vrijednosti iz stavka 1. ovoga članka.

Visina vozila na kojem se izvodi nadogradnja ne smije biti veća od one koju je predvidio proizvođač vozila.

Dopuštene dimenzije teretnih vozila u Europi					
Država	visina	širina	dužina		
			Kamion ili prikolica	Vučno vozilo s prikolicom	Tegljač s poluprikolicom
Albanija	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Armenija	4 m	2.55 m	12 m	20 m	20 m
Austrija	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Azerbajdžan	4 m	2.55m	12 m	20 m	
Bjelorusija	4 m	2.55 m (3)	12 m	20 m	24 m
Belgija(8)	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Bosna i Hercegovina	4 m	2.55m	12 m	18.75 m	16.50 m
Bugarska	4 m	2.55 m	12 m	18.75 m	16.50 m
Hrvatska	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Češka (4)	4 m	2.55m (3)	12m	18.75 m	16.50m
Danska	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Estonija	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Finska (1)	4.20 m	2.60 m (6)	12 m	25.25 m	16.50 m
Francuska	nije definirano	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
FYROM - Makedonija	4 m(2a)	2.55 m(3)	12m	18.75 m	16.50 m
Gruzija	4 m	2.55 m (3)	12 m	20 m	20 m
Njemačka	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Grčka	4 m	2.55 m	12 m	18.75 m	16.50 m
Mađarska	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Island	4.20 m	2.55 m (3)	12 m	22 m	18.75m
Irska	4.65 m	2.55m (3)	12 m	18.75 m (7)	16.50 m
Italija(2)	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Latvija	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Liechtenštajn	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Litva	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m (4)	16.50 m
Luksemburg	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Malta	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Moldavija	4 m	2.50 m	12 m	20 m	16.50 m
Crna Gora	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75m	16.50 m
Nizozemska (8)	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Norveška	nije definirano	2.55 m (3)	12 m	19.50 m	17.50m (10)
Norveška	nije definirano	2.55 m (3)	12 m	19.50 m	17.50m (10)
Poljska	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Portugal (2)	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Rumunjska	4 m	2.55 m	12 m	18.75 m	16.50 m
Rusija	4 m	2.55 m (3)	12 m	20 m	20 m
Srbija	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Slovačka	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Slovenija	4.2m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Španjolska	4 m (11)	2.55 m (3)	12 m	18.75 m (12)	16.50 m
Švedska	nije definirano	2.55 m (3)	24 m	25.25 m (5)	24 m
Švicarska	4 m	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Turska	4 m (13)	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m
Ukrajina	4 m (9)	2.60m	22 m	22 m	22 m
Velika Britanija	nije definirano	2.55 m (3)	12 m	18.75 m	16.50 m

Tablica 9. Dopuštena dimenzije teretnih vozila u europskoj [24]

Budući da se radi o proizvodu koji bi osim u Hrvatskoj našao tržište u cijeloj europskoj, u tablici 9 navede su dopuštene dimenzije. (Podaci preuzeti sa ITF-Internacional transport foruma)[24].

8.4.1.6. Mogućnost sklapanja za vrijeme mirovanja

Najveći dio godine stroj će provesti „uskladišten“ u staji ili nekom drugom spremištu poljoprivrednog gospodarstva. Raspoloživ prostor je ograničen pa treba voditi računa o mogućnosti sklapanja ili lakog rastavljanja kako bi stroj zauzimao čim manji prostor.

8.4.2. Tablica vrednovanja

		KONCEPT 1		KONCEPT 2		KONCEPT 3	
KRITERIJ	Težinski faktor	Ocjena	Težinska ocjena	Ocjena	Težinska ocjena	Ocjena	Težinska ocjena
Cijena	0,3	2	0,6	5	1,5	2	0,6
Jednostavnost uporabe	0,2	4	0,8	3	0,6	5	1
Funkcionalnost	0,1	1	0,1	4	0,4	4	0,4
Sigurnost uporabe	0,2	3	0,6	2	0,4	3	0,6
Transport	0,1	4	0,4	4	0,4	3	0,3
Mogućnost sklapanja i\ili rastavljanja	0,1	5	0,5	5	0,5	2	0,2
	1		3		3,7		3,1

Tablica 10. Vrednovanje koncepata

Budući da na temelju provedenog vrednovanja (tablica 10), koncept 2 najbolje zadovoljava navedene kriterije odabran je za daljnju konstrukcijsku razradu.

9. Konstrukcijska razrada

Konstrukcijska razrada koncepta sastoji se od proračuna ne standardnih i odabira standardnih dijelova. Poželjno je u konstrukciji imati čim veći broj standardnih dijelova budući da se ti dijelovi proizvode u velikim serijama te smanjuju cijenu proizvoda.

9.1. Ulazni parametri

Prije konstrukcijske razrade potrebno je definirati ulazne parametre koji su dobiveni iz analiza provedenih u prethodnim poglavljima.

9.1.1. Radna širina

Na temelju provedene analize razmaka redova u voćnjacima vinogradima i maslenicima prema voćnoj vrsti, podlozi i uzgojnom obliku (Tablica 1 i Tablica 2) definirana je promjenjiva radna širina u rasponu od 2 do 4 m čime je obuhvaćen veliki broj voćnih vrsta. Širina sakupljanja sijena ograničena je na 3.2 m.

9.1.2. Pogonski stroj (traktor)

Snaga motora

Prema petom poglavlju (Tablica 3). kao pogonski stroj odabran je traktor pete kategorije za rad u voćnjacima, vinogradima i maslenicima nazivne snage motora od 60 do 130 KS.

Snaga pumpe

Budući da se radi o traktorima pete kategorije prema petom poglavlju (Tablica 7, Tablica 8) odabran je traktor sa pumpom protoka 80 l/min i maksimalnog tlaka 150 bar.

Dimenzije stražnje trozglobne hidraulične poteznice (ISO 730-1:1994)

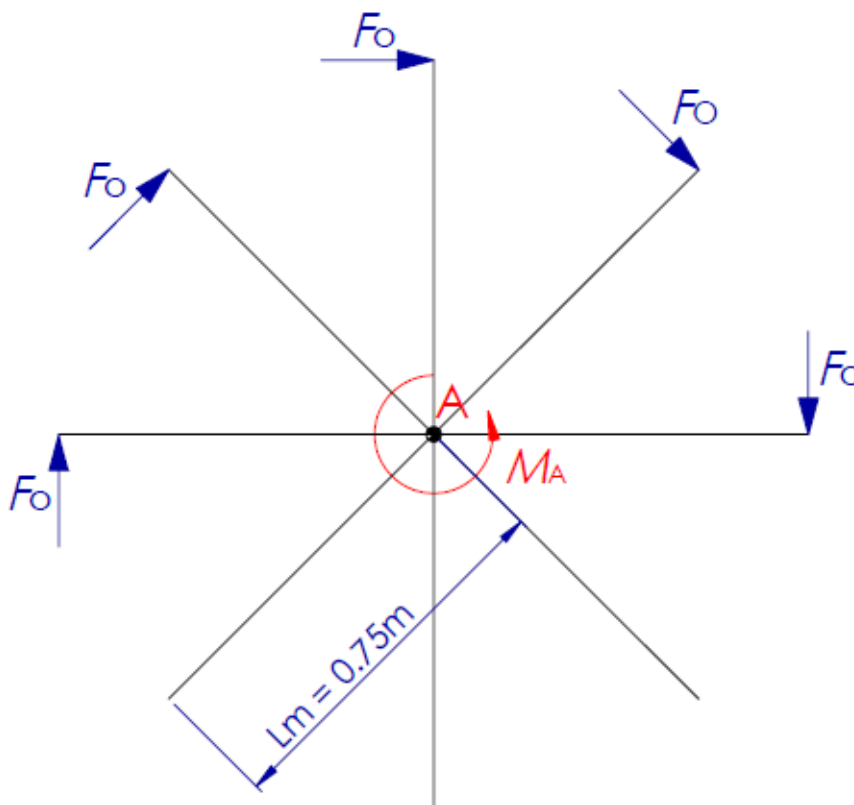
Prema petom poglavlju dimenzije stražnje trozglobne hidraulične poteznice odgovaraju drugoj kategoriji u odnosu na snagu priključnog vratila pri nazivnom broju okretaja (od 48 do 92 KW) (Tablica 6) (ISO 730-1:1994)

Dimenzije prednje trozglobne hidraulične poteznice (ISO 8759-2:1985)

Prema petom poglavlju dimenzije prednje trozglobne hidraulične poteznice odgovaraju drugoj kategoriji (ISO 8759-2:1985)

9.2. Proračun snage potrebne za rad stroja

Prilikom postupka sakupljanja granje odnosno sijeno predstavlja otpor koji je potrebno savladati zakretnim momentom hidromotora. U ovom dijelu proračuna izračunata je snaga potrebna za savladavanje navedenih otpora kao i snaga hidromotora uvećana za gubitke u sustavu.



Slika 31. Otpori na rotirajućim metlicama

Zbog nemogućnosti provedbe mjerenja pretpostavljeni otpor granja\ sijena na svakoj metlici iznosi:

$$F_o = 10 \text{ N} \quad (1)$$

Potreban moment oko točke A na metlicama rotacijske glave

$$\begin{aligned}
 M_A &= Z_{zm} \cdot (F_o \cdot L_m) \cdot \nu_M \cdot \nu_{tr} \\
 M_A &= 5 \cdot (10 \cdot 0,75) \cdot 1,5 \cdot 1,1 \\
 M_A &= 61,875 \text{ Nm}
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

$L_m = 0,75 \text{ m}$ -duljina jedne metlice

$Z_{zm} = 5$ -broj metlica u zahvatu sa sijenom ili granjem

$\nu_M = 1,5$ -faktor sigurnosti (povećanja) potreban za savladavanje otpora

$\nu_{tr} = 1,1$ -faktor povećanja zbog potrebe savladavanja inercijskih sila

Željeni broj okretaja rotirajuće glave

$$\begin{aligned}
 n_2 &= 1,5 \text{ okr/s} \\
 n_2 &= 90 \text{ okr/min}
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Kutna brzina rotirajuće glave

$$\begin{aligned}
 \omega_2 &= 2 \cdot \pi \cdot n_2 = 6,28 \cdot 1,5 \\
 \omega_2 &= 9,42 \text{ s}^{-1}
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

Potrebna snaga na rotirajućoj glavi (metlicama)

$$\begin{aligned}
 P_{izl} &= M_A \cdot \omega_2 \\
 P_{izl} &= 61,875 \cdot 9,42 = 582,86 \text{ W}
 \end{aligned}
 \tag{5}$$

Definiranje stupnjeva djelovanja u sustavu

$\eta_{klizača} = 0,9$ -gubici na klizačima profilne krivulje

$\eta_{kl} = 0,96$ -stupanj djelovanja kliznog ležaja nosača metlica

$\eta_l = 0,99$ -stupanj djelovanja kugličnog ležaja

$\eta_R = 0,96$ -stupanj djelovanja klinasatog remena

Snaga na remenici R2

$$\eta_{\text{klizača}} \cdot \eta_{\text{kl}}^3 \cdot \eta_l^2 = \frac{P_{\text{izl}}}{P_{\text{R2}}} \rightarrow P_{\text{R2}} = \frac{P_{\text{izl}}}{\eta_{\text{klizača}} \cdot \eta_{\text{kl}}^3 \cdot \eta_l^2}$$

$$P_{\text{R2}} = \frac{582,86}{0,9 \cdot 0,96^3 \cdot 0,99^2} = 746,85 \text{ W} \quad (6)$$

Snaga na remenici R1

$$P_{\text{R1}} = \frac{P_{\text{R2}}}{\eta_{\text{R}}} = 777,96 \text{ W} \quad (7)$$

Potrebna snaga hidromotora

$$P_{\text{M}} = P_{\text{R1}} = 777,96 \text{ W} \quad (8)$$

Brzina vrtnje hidromotora

$$n_1 = i \cdot n_2 = 2 \cdot 1,5 = 3 \text{ okr/s} \quad (9)$$

$i = 2$ prijenosni omjer remenskog prijenosa

Kutna brzina hidromotora

$$\omega_1 = 2 \cdot \pi \cdot n_1$$

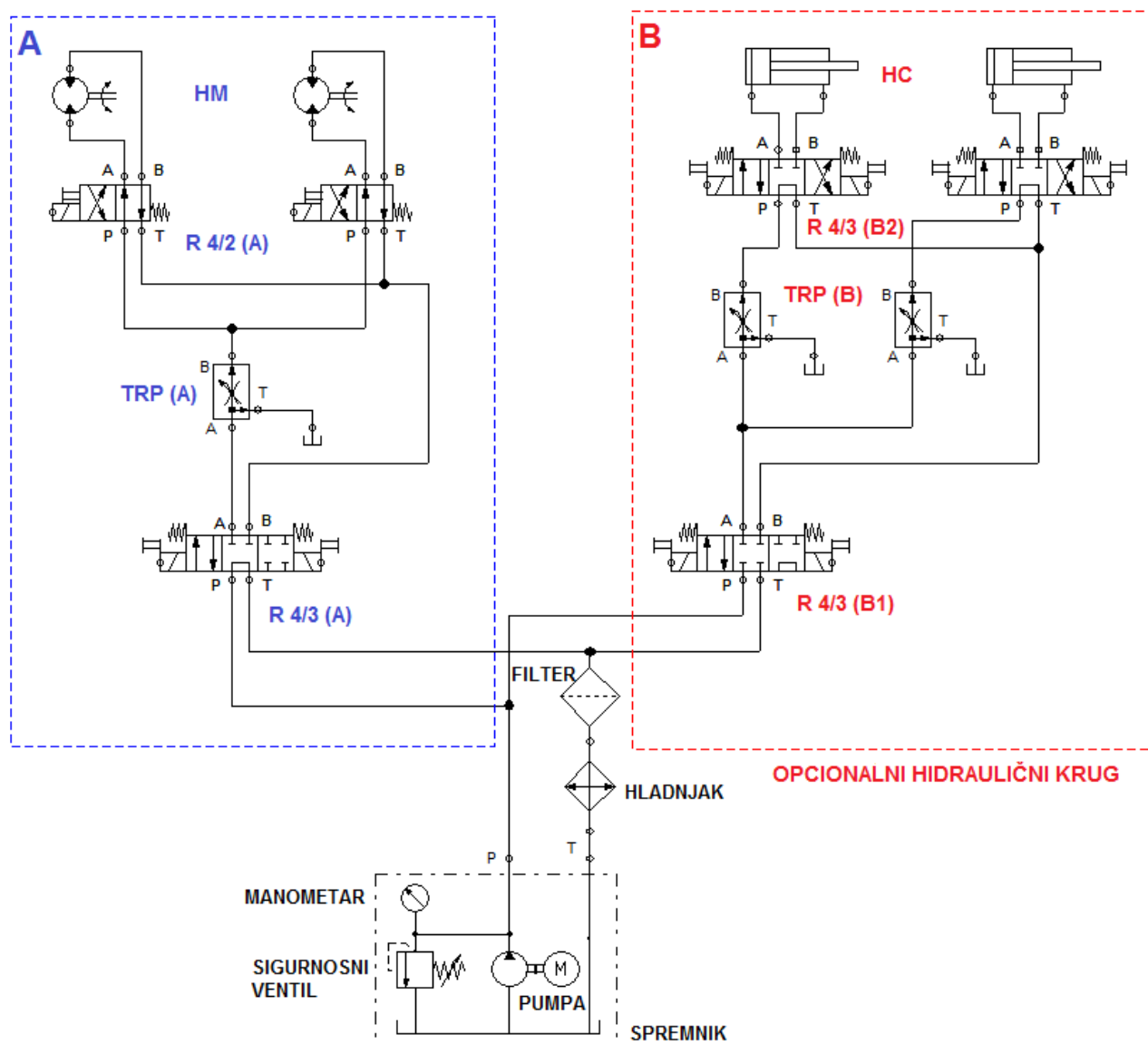
$$\omega_{\text{M}} = \omega_1 = 6,28 \cdot 3 = 18,84 \text{ s}^{-1} \quad (10)$$

Potreban zakretni moment hidromotora

$$M_{\text{M}} = \frac{P_{\text{M}}}{\omega_{\text{M}}} = \frac{777,96}{18,84} = 41,292 \text{ Nm} \quad (11)$$

9.2.1. Shema hidrauličkog sustava

Na hidrauličkoj shemi (Slika 32.) prikazane su komponente potrebne za rad hidrauličkog kruga. Radi lakšeg razumijevanja hidraulička shema je podijeljena na dvije cjeline. Prva cjelina označena slovom A predstavlja hidraulički krug za pogon hidromotora dok druga cjelina označena slovom B predstavlja opcionalni hidraulički krug za pogon hidrauličkih cilindara. Hidraulični cilindri nisu dio standardne opreme uređaja za sakupljanje granja ali mogu biti ugrađeni uz nadoplatu.



Slika 32. Hidraulička shema

Hidraulička shema prikazuje sustav sa pumpom koja potiskuje hidrauličko ulje do razvodnika R 4/3 (A) hidrauličkog kruga A i razvodnika R 4/3 (B1) hidrauličkog kruga B. U slučaju da su oba hidraulička kruga izvan funkcije, jedan od navedenih razvodnika mora biti u obilaznom položaju (u ovom slučaju je to razvodnik R4/3(A1)) kako bi ukupan protok ulja mogao cirkulirati natrag u spremnik. Ukoliko bi oba razvodnika bila u blokiranom položaju (poput razvodnika R4/3 (B1) tada bi tlak rastao do iznosa tlaka ograničenog na sigurnosnom ventilu. Sigurnosni ventil se otvara te ulje preko njega teče natrag u spremnik. Ovakav način rada je vrlo štetan budući da dolazi do zagrijavanja i preopterećenja sustava.

Opis hidrauličkog kruga A

Kada je razvodnik protoka R 4/3 (A1) u prvom položaju, ulje teče do trogranog regulatora protoka TRP (A) na kojem dolazi do smanjenja protoka na iznos od $Q_{uk\ POTR} = 28,908\text{ l/min}$. Cilj ovog smanjenja je potreba za manjom brzinom vrtnje paralelno spojenih hidromotora. Nakon trogranog regulatora protoka željeni protok se raspodjeljuje na dva jednaka protoka ($Q_{1\ POTR} = 14,454\text{ l/min}$) te dolazi do razvodnika R 4/2 (A2). Na razvodniku promjenom položaja mogu se mijenjati smjerovi vrtnje hidromotora HM.

Opis opcionalnog hidrauličkog kruga B

Kada je razvodnik protoka R 4/3 (B1) u prvom položaju, protok ulja se raspodjeljuje na dva protoka jednakih iznosa od kojih se svaki još dodatno smanjuje na trogranom regulatoru protoka TRP (B). Cilj ovog smanjenja je potreba za regulacijom brzine gibanja klipnjače. Promjenom položaja razvodnika R 4/3 (B2) mogu se mijenjati smjerovi gibanja klipnjača cilindara HC.

9.2.2. Izbor hidromotora

Hidromotor mora ispunjavati sljedeće zahtjeve dobivene u prethodnim izrazima (11),(8),(9):

$$M_M \geq 41,292\text{ Nm}$$

$$P_M \geq 0,777\text{ KW}$$

$$n_M = n_1 \leq 3\text{ okr/s}$$

Zahtjevi hidromotora u odnosu na pumpu traktora (Tablica 7.) :

$$Q_p = 80\text{ l/min} \quad - \text{ protok traktorske pumpe}$$

$$P_p = 150\text{ bar} \quad - \text{ maksimalni tlak koji traktorska pumpa može ostvariti (Tablica 7.)}$$

Budući da je hidraulički sustav projektiran tako da istovremeno mogu raditi dva uređaja poput hidromotora ili hidrauličkih cilindara, protok se dijeli na dva jednaka dijela što znači da je protok kroz svaki hidraulički motor jednak $Q_M = 40\text{ l/min}$.

$$Q_{MS} = \frac{Q_p}{2} = \frac{80}{2} = 40\text{ l/min} = 666,66\text{ cm}^3/\text{s} \quad - \text{ protok kroz svaki hidromotor bez regulatora}$$

protoka

Odabran je orbitalni hidraulički motor MR 80 tvrtke *M+S Hydraulics* [14] sa sljedećim parametrima za kontinuirani način rada:

$M_{\text{MAX}} = 190 \text{ Nm}$ - maksimalan ostvarivi moment hidromotora

$\Delta P_{\text{MAX}} = 170 \text{ bar}$ - maksimalan dopušteni pad tlaka na hidromotoru tj.
dopušteno opterećenje hidromotora

$V_z = 80,3 \text{ cm}^3/\text{okr}$ - radna zapremina hidromotora pri jednom okretaju

Brzina vrtnje hidromotora bez trogranog regulatora protoka

$$n_{\text{MS}} = \frac{Q_{\text{MS}}}{V_z} = \frac{666,66}{80,3} = 8,302 \text{ okr/s} \quad (12)$$

Budući da je željena brzina vrtnje hidromotora 3 okr/s potrebno je u hidraulički sustav ugraditi trograni regulator protoka kako bi se smanjio protok a time i brzina vrtnje hidromotora.

Potreban protok kroz jedan hidromotor

$$\begin{aligned} Q_{1 \text{ POTR}} &= n_{\text{M}} \cdot V_z = 3 \cdot 80,3 \\ Q_{1 \text{ POTR}} &= 3 \cdot 80,3 = 240,9 \text{ cm}^3/\text{s} = 14,454 \text{ l/min} \end{aligned} \quad (13)$$

Potreban ukupni protok za dva hidromotora

$$Q_{\text{uk POTR}} = 2 \cdot Q_{1 \text{ POTR}} = 481,8 \text{ cm}^3/\text{okr} = 28,908 \text{ l/min} \quad (14)$$

Potreban iznos smanjenja protoka na trogranom regulatoru protoka

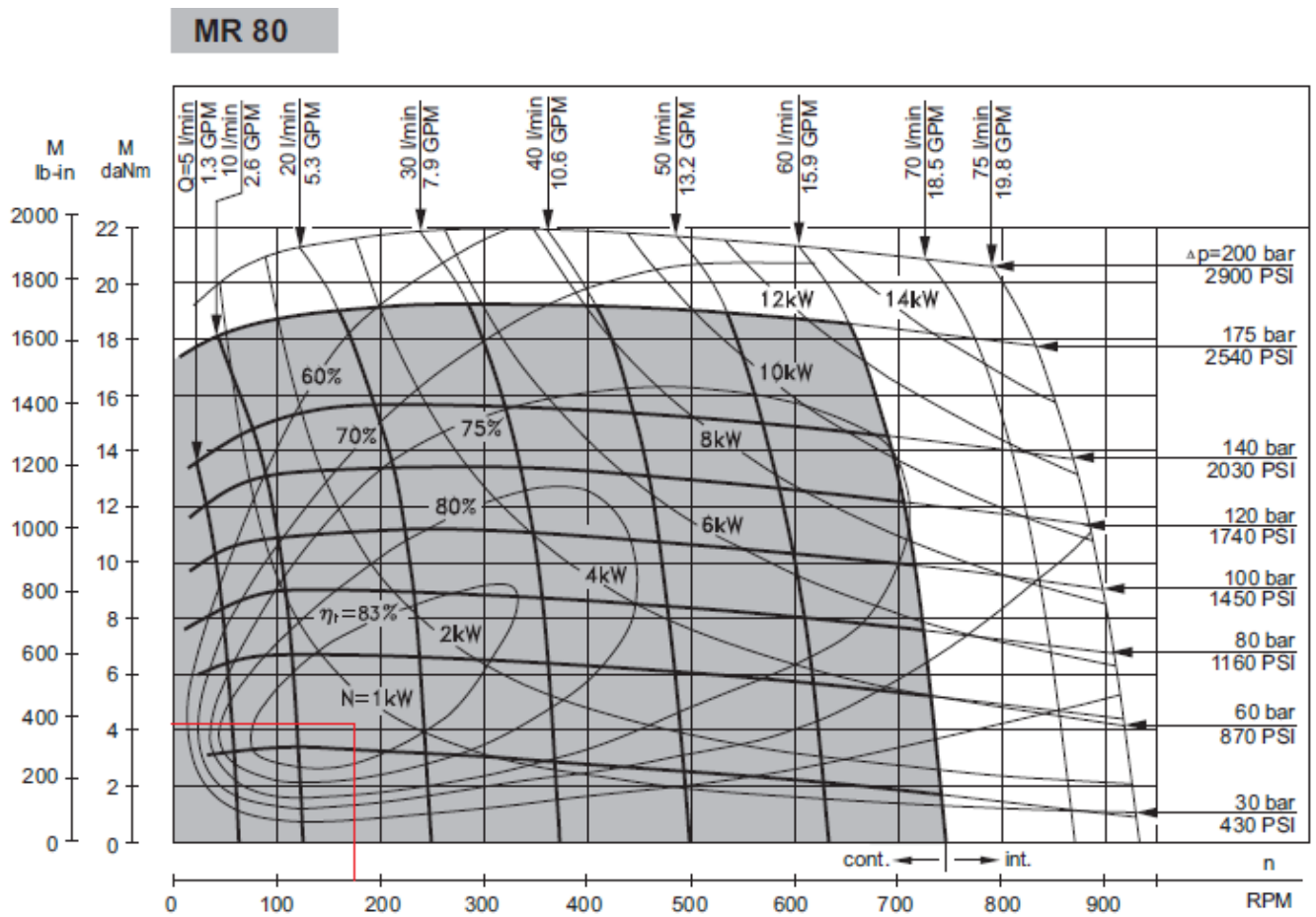
$$\begin{aligned} \Delta Q &= 2 \cdot Q_{\text{MS}} - Q_{\text{uk POTR}} \\ \Delta Q &= 1333,32 - 481,8 = 851,52 \text{ cm}^3/\text{s} \\ \Delta Q &= 51,09 \text{ l/min} \end{aligned} \quad (15)$$

9.2.2.1. Karakteristika hidromotora

Za poznate vrijednosti snage, protoka, brzine vrtnje i minimalnog potrebnog momenta dobivenih u izrazima (8), (13), (9) i (11) iz karakteristike hidromotora očitani iznos pada tlaka na hidromotoru. Prema slici 33. očitani iznos pada tlaka na hidromotoru iznosi $\Delta P_{\text{HM}} = 40 \text{ bar}$.

Očitan pad tlaka na hidromotoru

$$\Delta P_{HM} = 40 \text{ bar} \quad (16)$$



Slika 33. Karakteristika hidromotora

Ukupni pad tlaka u hidrauličkom krugu A

Vrijednosti pada tlaka protokom kroz regulacijske komponente očitane su iz [15] (Tablica 2.5, str 38).

$$\begin{aligned} \Delta P_A &= \Delta P_C + \Delta P_{TRP} + \Delta P_{R(2)} + \Delta P_{R(3)} + \Delta P_{HM} \\ \Delta P_A &= 1,5 + 5 + 1,5 + 2 + 40 = 50 \text{ bar} \end{aligned} \quad (17)$$

$\Delta P_C = 1,5 \text{ bar}$ - pad tlaka u cijevima

$\Delta P_{TRP} = 5 \text{ bar}$ - pad tlaka na trogranom regulatoru protoka

$\Delta P_{R(2)} = 1,5 \text{ bar}$ - pad tlaka na razvodniku sa dva položaja

$\Delta P_{R(3)} = 2 \text{ bar}$ - pad tlaka na razvodniku sa tri položaja

$\Delta P_{HM} = 40 \text{ bar}$ - pad tlaka na hidromotoru (15)

Kontrola ukupnog pada tlaka u hidrauličkom krugu A u odnosu na maksimalni tlak koji može ostvariti pumpa

$$\Delta P_A < P_P \quad (18)$$

Pumpa zadovoljava.

$\Delta P_A = 50 \text{ bar}$ - pad tlaka u hidrauličnom krugu A

$P_P = 150 \text{ bar}$ - maksimalni tlak koji traktorska pumpa može ostvariti prema (str 26,

Tablica 7. Tehničke specifikacije traktora John Deere serije 5G)

Iz dobivenih vrijednosti iz izraza (14) i (17) može se zaključiti da se izabrani hidromotor kao i ostale hidrauličke komponente hidrauličkog kruga A mogu koristiti i na traktorima sa znatno slabijim pumpama.

9.2.3. Izbor hidrauličkog cilindra

Odabran je hidraulički cilindar CDT3MS2/32/22/265Z2X/R11HFUMWW tvrtke Rexroth [16]

TEHNIČKI PODACI	
Nominalni tlak	$P = 150 \text{ bar}$
Promjer klipnjače	$\varnothing 22 \text{ mm}$
Promjer klipa	$\varnothing 32 \text{ mm}$
Dužina izvlačenja	$L = 265 \text{ mm}$
Tip montaže	MS2 podne stope
Navoj za cijevni priključak	Metrični navoj DIN/ISO 6194-1 M14x1.5
Završetak klipnjače	Željezna kuka tip F
Tip djelovanja	Dvosmjerno
Tip klipnjače	Jednostrana

Tablica 11. Tehnički podaci hidrauličkog cilindra

Pad tlaka na hidrauličkom cilindru

$$\Delta P_{CIL} = \frac{F_{oc}}{A_k} = \frac{1000}{803,84} = 1,24 \text{ MPa}$$

$$\Delta P_{CIL} = 12,4 \text{ bar}$$
(19)

Pretpostavljena sila otpora na cilindru

$$F_{oc} = 1000 \text{ N}$$
(20)

Površina klipnjače

$$A_k = \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} = \frac{32^2 \cdot 3,14}{4} = 803,84 \text{ mm}^2$$
(21)

$$d_k = 32 \text{ mm} \quad \text{-promjer klipnjače}$$

Ukupni pad tlaka u hidrauličkom krugu B

$$\Delta P_B = \Delta P_C + \Delta P_{TRP} + \Delta P_{R(3)}^2 + \Delta P_{CIL}$$

$$\Delta P_B = 1,5 + 5 + 2^2 + 12,4 = 22,9 \text{ bar}$$
(22)

$$\Delta P_C = 1,5 \text{ bar} \quad \text{- pad tlaka u cijevima}$$

$$\Delta P_{TRP} = 5 \text{ bar} \quad \text{- pad tlaka na trogranom regulatoru protoka}$$

$$\Delta P_{R(3)} = 2 \text{ bar} \quad \text{- pad tlaka na razvodniku sa tri položaja}$$

Tlak koji pumpa može ostvariti

$$P_p = 150 \text{ bar} \quad \text{- maksimalni tlak koji traktorska pumpa može ostvariti (prema str 26, Tablica 7. Tehničke specifikacije traktora John Deere serije 5G)}$$

Kontrola ukupnog pada tlaka u hidrauličnom krugu B u odnosu na maksimalni tlak koji može ostvariti pumpa

$$\Delta P_B < P_p$$
(23)

Pumpa zadovoljava

Iz dobivenih vrijednosti iz izraza (22) može se zaključiti da se izabrani hidraulički cilindri mogu koristiti i na traktorima sa znatno slabijim pumpama.

9.2.3.1. Kontrola klipnjače hidrauličnog cilindra na izvijanje

Proračun kritičnog iznosa sile prema Euleru

$$F_{\text{krit}} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\nu \cdot L_k} = \frac{3,14^2 \cdot 210000 \cdot 51445,76}{3,5 \cdot 530^2} = 34504 \text{ N} \quad (24)$$

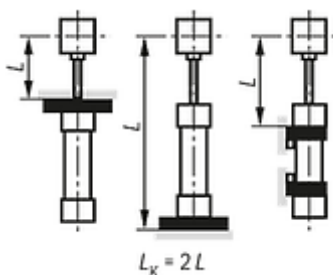
$E = 210000 \text{ Mpa}$ - youngov modul elastičnosti za čelik

$\nu = 3,5$ - faktor sigurnosti

$$I = \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = \frac{32^4 \cdot 3,14}{64} = 51445 \text{ mm}^4 \quad - \text{moment tromosti za kružni presjek}$$

$$d = 32 \text{ mm}$$

Utjecaj duljine klipnjače s obzirom na montažu prema poruci proizvođača [16]



Slika 34. Utjecaj duljine klipnjače s obzirom na montažu

$$L_k = 2 \cdot L = 2 \cdot 265 = 530 \text{ mm}$$

$$F_{\text{OC}} < F_{\text{krit}} \quad (25)$$

Sila kojom je opterećen cilindar zanemariva je u odnosu na dozvoljenu kritičnu silu pri kojoj dolazi do izvijanja klipnjače.

9.3. Odabir klinastog remena

Napomena:

Odabir klinastog remena napravljen na temelju kataloga (SKF *Power Transmission belts*)[17]

Ulazni podaci potrebni za odabir klinastog remena

Pogonska remenica:

$$P_{R1} = 777,96 \text{ W} \quad - \text{ snaga na pogonskoj remenici}$$

$$n_{R1} = 3 \text{ okr/s} = 180 \text{ okr/s} \quad - \text{ brzina vrtnje pogonske remenice}$$

Gonjena remenica:

$$n_{R2} = 1,5 \text{ okr/s} = 90 \text{ okr/s} \quad - \text{ brzina vrtnje gonjene remenice}$$

Približni željeni osni razmak:

$$a = 200 \text{ mm}$$

1.)Odabir pogonske grupe

$$C_2 = 1,2$$

2.)Snaga u odnosu na pogonsku grupu

$$P_d = C_2 \cdot P_{R1} = 933,55 \text{ W} \quad (26)$$

3.)Odabir poprečnog presjeka u odnosu na brzinu i snagu

Za vrijednosti $P_{R1} \approx 1 \text{ KW}$ i $n_{R1} = 3 \text{ okr/s} = 180 \text{ okr/s}$ odabran je profil klinastog remena SPA.

Kataloška oznaka odabranog remena za koji se vrši daljnji proračun: PGH SPA900

4.) Standardni osni razmak i duljina remena

$$CC = 208 \text{ mm} \quad - \text{ standardni osni razmak}$$

$$L_d = 900 \text{ mm} \quad - \text{ očitana duljina remena}$$

Vrijednosti očitane za poznate podatke (tablica 4b str 21):

$$i=2 \quad - \text{ prijenosni omjer}$$

$$d = 100 \text{ mm} \quad - \text{ promjer manje remenice}$$

$$D = 200 \text{ mm} \quad - \text{ promjer veće remenice}$$

5.) Snaga koja se prenosi jednim remenom u odnosu na

Promjer i brzinu vrtnje + prijenosni omjer i brzinu vrtnje (Tablica 9G, str 46) [17].

$$P_b = 0,57 + 0,06 = 0,63 \text{ KW}$$

6.) Umnožak snage na jednom remenu sa faktorima C_1 i C_3 kako bi se dobio točan iznos snage koja se prenosi

$$\begin{aligned} P_r &= P_b \cdot C_1 \cdot C_3 \\ P_r &= 0,63 \cdot 0,93 \cdot 0,83 \\ P_r &= 0,4862 \text{ KW} \end{aligned} \quad (27)$$

$C_3 = 0.93$ - korekcijski faktor očitao na temelju rezultata sljedećeg izraza (tablica 7, str40) [17]

$$\frac{D-d}{CC} = \frac{200-100}{208} = 0,48$$

$C_1 = 0,83$ - korekcijski faktor očitao za duljinu remena $L_d = 900 \text{ mm}$ i tip remena SPA

7.) Potreban broj remena

$$N = \frac{P_d}{P_r} = \frac{0,9335}{0,4862} = 1,91 \rightarrow 2 \quad (28)$$

POTREBAN BROJ REMENA JE 2

8.) Smanjenje osnovnog razmaka potrebno prilikom montaže ili demontaže remena

$$MIA = 20 \text{ mm}$$

9.) Potrebno povećanje osnovnog razmaka prilikom zatezanja remena

$$MTA = 25 \text{ mm}$$

9.4. Kontrola sile na vratilu hidromotora

Radijalna sila koja opterećuje vratilo hidromotora

$$\begin{aligned}
 F_r &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha} \\
 F_r &= \sqrt{999,72^2 + 8,69^2 - 2 \cdot 999,72 \cdot 8,69 \cdot \cos(151,15)} \\
 F_r &= 1007,34 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{29}$$

Moment u odnosu na pogonsku grup

$$T_d = \frac{P_d}{\omega_{R1}} = \frac{933,55}{18,84} = 49,551 \text{ Nm} \tag{30}$$

$P_d = 933,55 \text{ W}$ - snaga u odnosu na pogonsku grupu, izraz (24)

$\omega_{R1} = 2 \cdot \pi \cdot n_{R1} = 18,84 \text{ s}^{-1}$ - kutna brzina pogonske remenice

Obodna sila

$$\begin{aligned}
 F_o &= T_d \cdot \frac{2}{d_{R1}} = 49,551 \cdot \frac{2}{0,1} \\
 F_o &= 49,551 \cdot \frac{2}{0,1} = 991,03 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{31}$$

Vučna sila (sila u vučnom ogranku)

$$\begin{aligned}
 F_1 &= F_2 + F_0 = \frac{e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \cdot F_0 \\
 F_1 &= \frac{e^{\mu \cdot \alpha}}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1} \cdot F_0 \\
 F_1 &= 1,008 \cdot 991,03 = 999,72 \text{ N}
 \end{aligned} \tag{32}$$

Gdje je:

α -kut obavijanja

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{d_{R2} - d_{R1}}{208}$$

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{200 - 100}{208} = 151,15^\circ \rightarrow 2,636 \text{ rad}$$

$\mu = 1.8$ - faktor s obzirom na materijal remena i kvalitetu površine remenice

Sila u slobodnom ogranku

$$F_2 = F_1 + F_0$$

$$F_2 = 999,72 - 991,03 = 8,69 \text{ N} \quad (33)$$

Uvrštavanjem izraza (32) i (33) u jednadžbu (29), dobije se iznos radijalne sile na vratilu hidromotora $F_r = 1007,34 \text{ N}$.

9.4.1. Maksimalno dopušteno radijalno opterećenje hidromotora s obzirom na preporuku proizvođača (29 str) [14]

$$F_{r \text{ dop}} = \frac{800}{n_{R1}} \cdot \frac{18750}{95 + L}$$

$$F_{r \text{ dop}} = \frac{800}{180} \cdot \frac{18750}{95 + 49,7} \quad (34)$$

$$F_{r \text{ dop}} = 575,9 \text{ daN} = 5759,8 \text{ N}$$

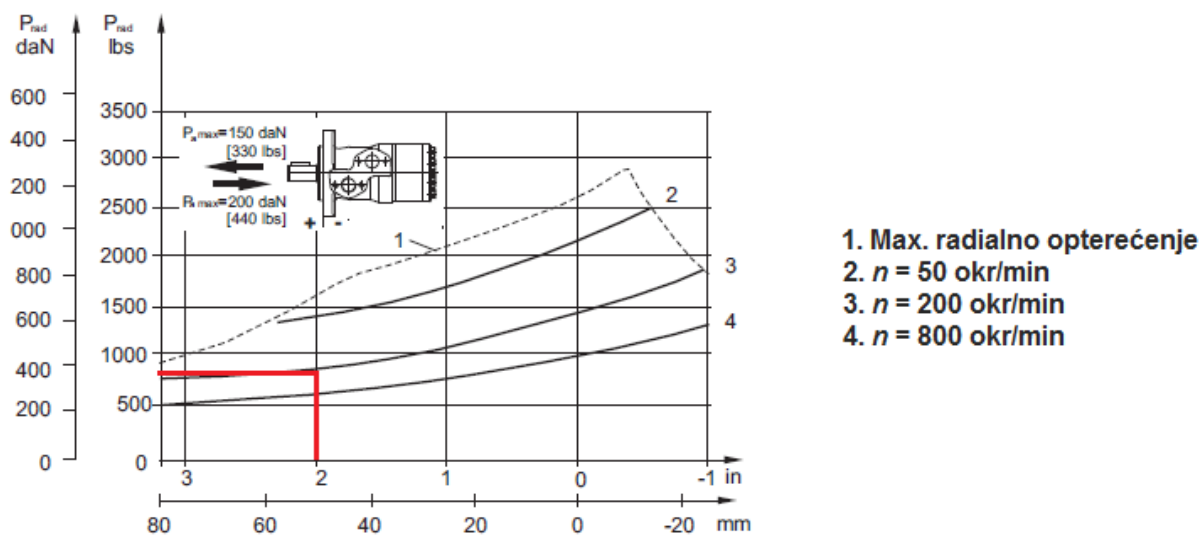
$n_{R1} = 3 \text{ okr/s} = 180 \text{ okr/s}$ - brzina vrtnje pogonskog vratila

$$F_r < F_{\text{dop}} \quad (35)$$

Radijalna sila koja opterećuje vratilo manja je od dopuštene što znači da će vratilo izdržati

9.4.2. Kontrola ležaja vratila u odnosu na radijalnu silu[14]

KRIVULJE ODGOVARAJU VREMENU EKSPLOATACIJE OD 2000 RADNIH SATI



Slika 35. Dijagram dopuštenog opterećenja ležaja hidromotora

Iz dijagrama na slici 32. dopušteni iznos opterećenja na ležaju vratila iznosi $F_{rl_dop} = 4000 \text{ N}$.

$$F_{rl_dop} > F_r \quad (36)$$

Ležaj osovine vratila hidromotora zadovoljava.

9.5. Izbor ležaja remenice R2

Izabran je jednoredni kuglični ležaj sa obostranim brtvljenjem Ø40 6008-2RS1. Brtve na ležaju zadržavaju mast za podmazivanje i štite ležaj od nečistoće, vode i prašine.

Dimenzije ležaja			Granično statičko i dinamičko opterećenje			Referentna brzina	Granična brzina	Oznaka
d	D	B	C	C ₀	P _U			
mm			kN		kN	r/min		
40	68	15	17.8	11	0.49	22000	11000	6008-2RZ

Slika 36. Kataloški podaci ležaja 6008-2RZ [17]

Radijalno opterećenje ležaja

$$F_{r2} = F_r \cdot 1,2 \quad (37)$$

$$F_{r2} = 1007,34 \cdot 1,2 = 1208,8 \text{ N}$$

$F_r = 1007,34 \text{ N}$ - radijalna sila na vratilu hidromotora prema izrazu (29)

Radijalna sila na remenu zbog djelovanja inercijskih sila dodatno je uvećana za 20%.

Aksijalno opterećenje ležaja

$$F_a = m_{\text{komponenata}} \cdot g \quad (38)$$

$$F_a = 25 \cdot 9,81$$

$$F_a = 245,25 \text{ N}$$

$m_{\text{komponenata}} = 25 \text{ kg}$ - masa komponenata koje opterećuju ležaj u aksijalnom smjeru (iznos mase dobiven mjerenjem u programskom paketu SolidWorks)

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Uvjet iznosa aksijalnog opterećenja

$$\begin{aligned}
 F_a &\leq 0,5 \cdot C_0 \\
 245,25 &\leq 0,5 \cdot 5500 \\
 245,25 &\leq 2750
 \end{aligned}
 \tag{39}$$

Uvjet je ispunjen.

Iznos faktora e

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0,24}{11} = 0,22 \approx 0,25 \rightarrow \quad - \text{ za taj omjer faktor e iznosi : } e = 0,22$$

Iznos faktora X, Y

$$\frac{F_a}{F_R} = \frac{245,25}{1208,8} = 0,202 > e \rightarrow \quad - \text{ za taj omjer faktori X i Y iznose:}$$

$$Y = 2$$

$$X = 0,56$$

Dinamičko ekvivalentno opterećenje ležaja

$$\begin{aligned}
 P &= X \cdot F_r + Y \cdot F_a \\
 P &= 0,56 \cdot 1,208 + 2 \cdot 0,245 \\
 P &= 1,1664 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{40}$$

Statičko ekvivalentno opterećenje ležaja

$$\begin{aligned}
 P_o &= 0,6 \cdot F_r + 0,5 \cdot F_a \\
 P_o &= 0,847 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{41}$$

Nazivni vijek trajanja ležaja

$$\begin{aligned}
 L_{10} &= \left(\frac{C}{P} \right)^p = \left(\frac{17,8}{1,1664} \right)^3 \\
 L_{10} &= 3557,6 \text{ milijuna okretaja}
 \end{aligned}
 \tag{42}$$

$C = 17,8 \text{ KN}$ - dopušteno dinamičko opterećenja

$p = 3$ - eksponent za obrazac vijeka ležaja

Nazivni vijek ležaja u radnim satima

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{1000000}{60 \cdot 90} \left(\frac{17,8}{1,1664} \right)^3 \quad (43)$$

$$L_{10h} = 658148,22 \text{ h}$$

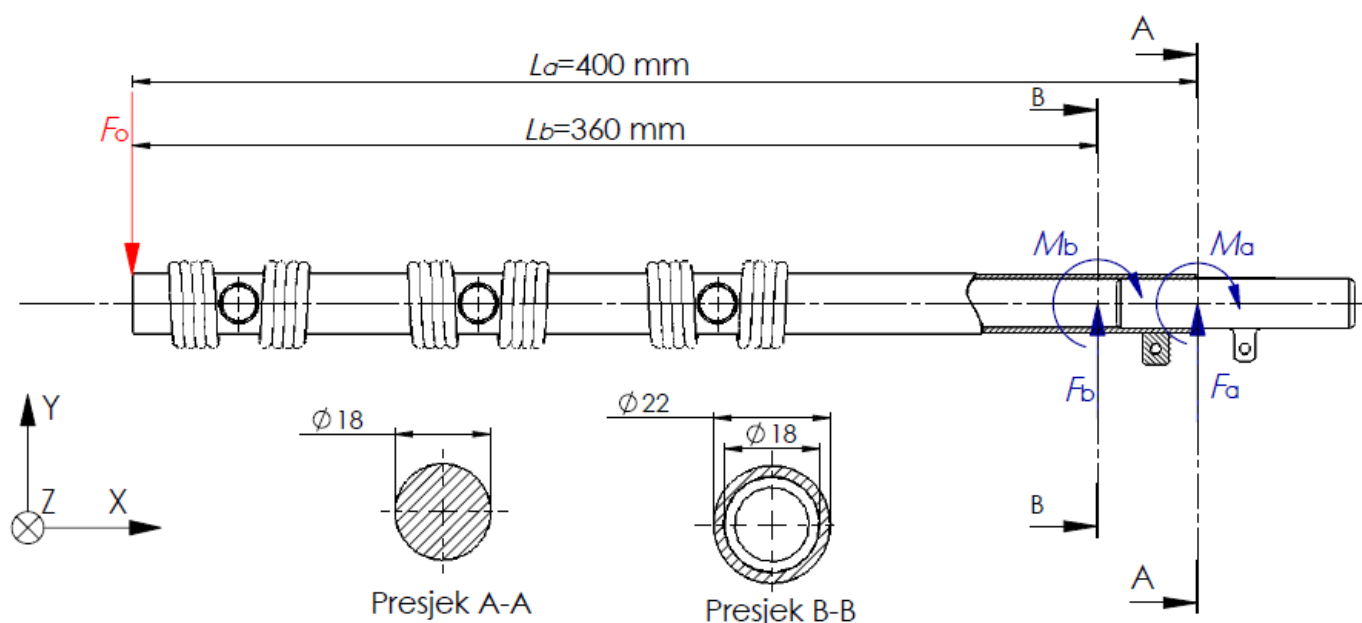
Ležaj zadovoljava budući da je za poljoprivredne strojeve potreban iznos nazivnog vijeka trajanja $L_{10h} = 300$ do 3000 h .

NAPOMENA:

Iz konstrukcijskih razloga ugrađena su dva ležaja čime je još dodatno povećana sigurnost.

9.6. Kontrola čvrstoće

U ovoj cjelini vršit će se kontrola čvrstoće standardni i nestandardnih dijelova.

9.6.1. Kontrola čvrstoće rotirajućih metlica

Slika 37. Superpozicija sile i momenta u točke presjeka A i B s ciljem kontrole čvrstoće

9.6.1.1. Kontrola čvrstoće presjeka A-A u odnosu na savojno opterećenjeNaprezanje uslijed savojnog opterećenja

$$\sigma_{az} = \frac{M_a}{W_{z(a)}} = \frac{6000}{582,3} = 10,33 \text{ MPa} \quad (44)$$

Moment savijanja

$$M_a = F_a \cdot L_a = 15 \cdot 400 = 6000 \text{ Nmm} \quad (45)$$

Sila u presjeku A-A

$$F_a = F_o \cdot \nu_M = 15 \text{ N} \quad (46)$$

$F_o = 10 \text{ N}$ - sila otpora na rotirajućoj metlici

$\nu_M = 1,5$ - faktor sigurnosti (povećanja) potreban za savladavanje otpora

Moment otpora presjeka A-A oko osi Z

$$W_{Z(a)} = 0,1 \cdot d_1^3 = 0,1 \cdot 18^3 = 582,3 \text{ mm}^3 \quad (47)$$

$d_1 = 18 \text{ mm}$ - poprečni presjek šipke metlice

Uvrštavanjem izraza (45), (46) i (47) u izraz (44) dobije se naprezanje uslijed savojnog opterećenja.

Odabir materijala

Izabrana je šipka materijala Č 0370 (HRN); St 37 po (DIN) sa iznosom trajne dinamička čvrstoća za ishodišno dinamično naprezanje malih presjeka:

$$R_{ds0} = 340 \text{ MPa}$$

Budući da su vrijednosti čvrstoće prema [18] (Tablica 5,4, 174 str) dane za debljine do 16 mm za veće debljine čvrstoće su manje pa je iznos potrebno umanjiti za 10%.

$$R_{ds0(kon)} = R_{ds0} - R_{ds0} \cdot \frac{10}{100} = 306 \text{ MPa}$$

Dopušteno naprezanje na savojno opterećenje

$$\sigma_{dop} = \frac{R_{ds0(kon)}}{\nu_d} = \frac{306}{3} = 102 \text{ MPa} \quad (48)$$

$\kappa = 0$ - faktor asimetrije za ishodišno dinamičko naprezanje

$\nu_d = 3$ - radi pojednostavljenja proračuna zbog velikog broja faktora ali i nepoznavanja podataka na temelju kojih bi se odredili isti uzet je veliki iznos faktora sigurnosti.

$$\sigma_{dop} > \sigma_{az} \quad (49)$$

UVJET ČVRSTOĆE JE ZADOVOLJEN

9.6.1.2. Kontrola presjeka A-A na odrez [19] (182 str.)

$$\tau_{sa(max)} = \frac{4}{3} \frac{F_a}{A_a} = \frac{4}{3} \frac{15}{254,34} = 0,078 \text{ MPa} \quad (50)$$

$$A_a = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} = \frac{22^2 \cdot 3,14}{4} = 254,34 \text{ mm}^2 \quad - \text{ površina poprečnog presjeka}$$

Iznos naprezanja na odrez je zanemarivo malog iznosa.

9.6.1.3. Kontrola presjeka B-B u odnosu na savojno opterećenje

Moment savijanja

$$M_b = F_b \cdot L_b = 15 \cdot 360 = 5400 \text{ Nmm} \quad (51)$$

Sila u presjeku B-B

$$F_B = F_o \cdot \nu_M = 15 \text{ N} \quad (52)$$

Moment otpora presjeka B-B oko osi Z

$$W_{Z(b)} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad (53)$$

$$W_{Z(b)} = \frac{3,14}{32} \cdot \frac{22^4 - 18^4}{22} = 576,61 \text{ mm}^3$$

Budući da je moment otpora presjeka B-B neznatno manji od momenta otpora presjeka A-A (kod kojeg je naprezanje znatno manje od dopuštenog naprezanja) može se zaključiti da je i ovdje zadovoljen uvjet čvrstoće te nema potrebe za nastavkom kontrolnog proračuna.

9.6.1.4. Kontrola presjeka B-B na odrez za kružni vijenac sa tankom stijenkom [19] (182 str.)

$$\tau_{sb(max)} = 2 \frac{F_b}{A_b} = 2 \frac{15}{125,6} = 0,238 \text{ MPa} \quad (54)$$

$$A_b = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{22^2 \cdot 3,14}{4} - \frac{18^2 \cdot 3,14}{4} = 125,6 \text{ mm}^2 \quad (55)$$

Iako je površina poprečnog presjeka A_b dvostruko manja od površine poprečnog presjeka A_a prema izrazu (50) iznos naprezanja na odrez je $\tau_{sb(max)} 0,238 \text{ MPa}$ što i dalje je zanemarivo mali iznos.

9.6.1.5. Kontrola progiba za presjek B-B na kraku l_b

$$f = \frac{F_o \cdot \nu_M}{E \cdot I_z} \cdot \frac{l_b^3}{3} \quad (56)$$

$$f = \frac{10 \cdot 1,5}{210000 \cdot 6342,8} \cdot \frac{360^3}{3} = 0,175 \text{ mm}$$

$F_o = 10 \text{ N}$ - sila otpora na rotirajućoj metlici

$\nu_M = 1,5$ - faktor sigurnosti (povećanja) potreban za savladavanje otpora

$E = 210000 \text{ MPa}$ - youngov modul elastičnosti

Moment tromosti kružnog vijenca:

$$I_z = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) \quad (57)$$

$$I_z = \frac{3,14}{64} \cdot (22^4 - 18^4) = 6342,8 \text{ mm}^4$$

Uvrštavanjem izraza (45) u izraz (44) dobiven je iznos progiba:

Dopuštena granica progiba

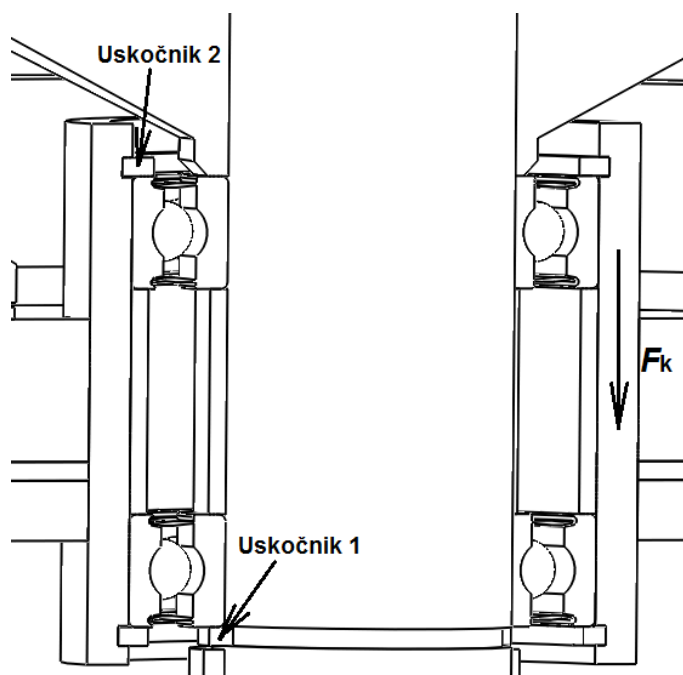
$$f_{dop} = \frac{l}{1000} \dots \frac{l}{600} \quad (58)$$

$$f_{dop} = \frac{360}{1000} \dots \frac{360}{600}$$

$$f_{dop} = 0.36 \dots 0.6 \text{ mm}$$

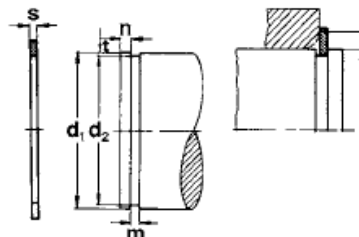
Prema izrazu (54) $f = 0,175 \text{ mm}$ progib se nalazi u dopuštenim granicama.

9.6.2. Proračun uskočnika za osiguranje unutarnjeg prstena ležaja [20]



Slika 38. Opterećenje uskočnika

Prema slici 39. odabran je prstenasti uskočnik (*Seeger*) AS 40 DIN471 (*Heavy duty*) namijenjen za preuzimanje velikih aksijalnih opterećenja. Svrha uskočnika je osiguravanje ali i preuzimanje aksijalne sile F_K . Na slici 38. uskočnik je imenovan kao „Uskočnik1“

Bezeichnung Designation Désignation Oznaka	AS 12 – AS 100 / DIN 471									
	Nennmaß Nominal dimension Nominalna dimenzija d ₁	Ring · Ring · Prsten								
		S	Toleranz Tolerance Tolerancija	d ₃	Toleranz Tolerance Tolerancija	a	b	d ₅	Gew. Weight Masa kg/1000	
						max	≈	min		
AS 40	40	2,50	−0,07	36,5	+0,39 −0,90	7,0	4,4	2,5	8,20	

Nut · Groove · Utor				Ergänzende Daten · Supplementary data · Dodatni podaci								
d ₂ *	Toleranz Tolerance Tolerancija	m* min.	t	n	F _N kN	F _R kN	g	F _{Rg} kN	A _N mm ²	B	n _{abl.} x1000 (1/min)	Zange Pliers Kliješta
37,5	−0,25	2,65	1,25	3,8	25,30	104,00	2,0	19,3	152,0	2,04	14,3	ZGA-3

Slika 39. Podaci za uskočnik AS 40 DIN 471 [20]

Sila mase komponenata rotirajuće glave

$$F_K = m_k \cdot g = 28 \cdot 9,81 = 274,68 \text{ N} \quad (59)$$

$m_k = 28 \text{ kg}$ - ukupna masa komponenata rotirajuće glave koje opterećuju uskočnik

Kontrolni proračun opterećenja utora (žlijeba) osovine

Za odabrani uskočnik prema katalogu Seeger [20] (Slika 38) maksimalno dopušteno opterećenje boka utora iznosi:

$$F_N = 25,3 \text{ kN}$$

Vrijednost dopuštenog opterećenja F_N odnosi se za materijal osovine sa granicom tečenja $R_e = 200 \text{ MPa}$ i faktorom sigurnosti $S = 1$. Budući da materijal osovine (cijevi) u ovoj konstrukciji ima granicu tečenja $R_e = 240 \text{ MPa}$ dok je željeni faktor sigurnosti $S = 3$; prema preporuci proizvođača potrebno je napraviti korekcijski proračun.

$$F_N' = F_N \cdot \frac{R_e'}{200 \cdot S} = 25300 \cdot \frac{240}{200 \cdot 3} = 10120 \text{ N} \quad (60)$$

$$F_K < F_N' \quad (61)$$

Utor za uskočnik zadovoljava.

Kontrola opterećenja u odnosu na dopušteno opterećenje uskočnika

Vrijednost očitana za slučaj zaobljenog ruba (slučaj oslanjanja ležaja):

$$F_{RG} = 19,3 \text{ kN}$$

Dopušteno opterećenje odnosi se za faktor sigurnosti $S = 1$ dok je željena vrijednost faktora sigurnosti $S = 3$, stoga je potrebno napraviti korekciju vrijednosti F_{RG} .

$$F_{RG}' = \frac{F_{RG}}{S} = \frac{19,3}{3} = 6,433 \text{ kN} \quad (62)$$

$$F_{RG}' = 6433 \text{ N}$$

$$F_K < F_{RG}'$$

Opterećenje koje uskočnik može podnijeti znatno je veće od sile koja ga opterećuje stoga odabrani uskočnik zadovoljava.

9.6.3. Proračun uskočnika za osiguranje vanjskog prstena ležaja [20]

Prema slici 40 odabran je prstenasti uskočnik (*Seeger*) J 68 DIN 472 namijenjen za osiguranje vanjskog prstena ležaja. Svrha uskočnika je osiguravanje ali i preuzimanje aksijalne sile F_K . Na slici 38 uskočnik je imenovan kao „Uskočnik2“.

Bezeichnung Designation Designation Oznaka	J 60 – J 150 / DIN 472									
	Nennmaß Nominal dimension Nominalna dimenzija	Ring, Ring, Prsten								Gew. Weight Masa kg/1000
	d_1	s	Toleranz Tolerance Tolerancija	d_3	Toleranz Tolerance Tolerancija	a	b	d_s		
J 68	68	2,50	-0,07	72,5	+1,10 -0,46	7,8	6,1	3,0		16,00

Nut · Groove · Utor				Ergänzende Daten · Supplementary data · Dodatni podaci							
d_2^*	Toleranz Tolerance Tolerancija	m* min.	t	n	F_N kN	F_R kN	g	F_{Rg} kN	A_N mm ²	K kN · mm	Zange Pliers Kliješta
71,0	+0,30	2,65	1,50	4,5	56,20	119,0	2,5	21,0	337,0	218,0	ZGJ-3

Slika 40. Podaci za uskočnik J68 /DIN 472

Sila mase komponenta rotirajuće glave

$$F_K = 274,68 \text{ N} \quad - \text{ prema izrazu (59)}$$

Za odabrani uskočnik prema katalogu Seeger [20] (Slika 40) maksimalno dopušteno opterećenje boka utora iznosi:

$$F_N = 56,2 \text{ kN}$$

Vrijednost dopuštenog opterećenja F_N odnosi se za materijal osovine sa granicom tečenja $R_e = 200 \text{ MPa}$ i faktorom sigurnosti $S = 1$. Budući da materijal osovine (cijevi) u ovoj konstrukciji ima granicu tečenja $R_e = 240 \text{ MPa}$ dok je željeni faktor sigurnosti $S = 3$; prema preporuci proizvođača potrebno je napraviti korekcijski proračun.

$$F_N' = F_N \cdot \frac{R_e'}{200 \cdot S} = 56200 \cdot \frac{240}{200 \cdot 3} = 67440 \text{ N} \quad (63)$$

$$F_K < F_N' \quad (64)$$

Utor za uskočnik zadovoljava

Kontrola opterećenja u odnosu na dopušteno opterećenje uskočnika

Vrijednost očitana za slučaj zaobljenog ruba (slučaj oslanjanja ležaja):

$$F_{RG} = 21 \text{ kN}$$

Dopušteno opterećenje se odnosi za faktor sigurnosti $S = 1$ dok je željena vrijednost faktora sigurnosti $S = 3$, stoga je potrebno napraviti korekciju vrijednosti F_{RG} .

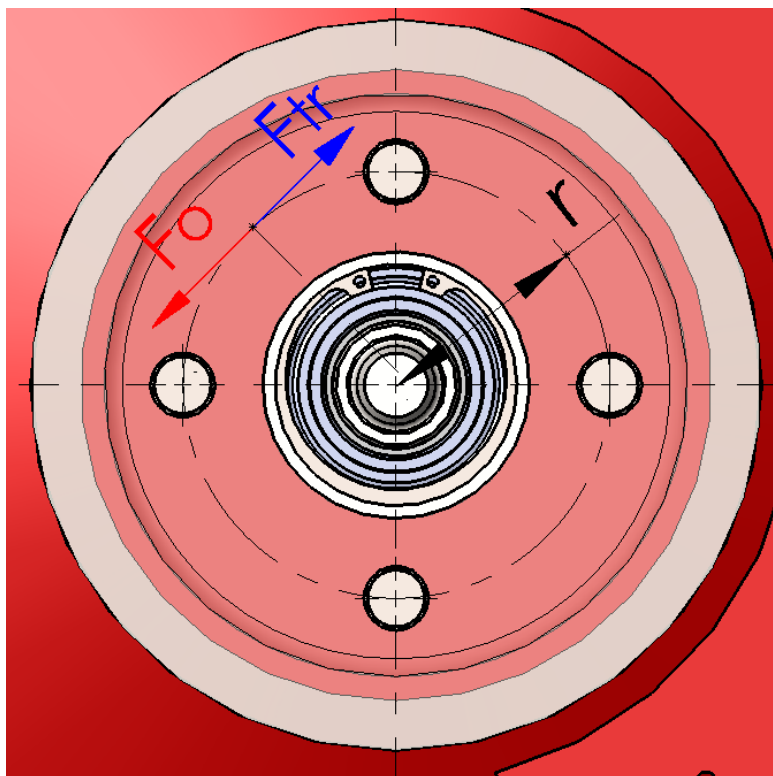
$$F_{RG}' = \frac{F_{RG}}{S} = \frac{21}{3} = 7 \text{ kN} \quad (65)$$

$$F_{RG}' = 6700 \text{ N}$$

$$F_K < F_{RG}' \quad (66)$$

Opterećenje koje uskočnik može podnijeti znatno je veće od sile koja ga opterećuje stoga odabrani uskočnik zadovoljava.

9.6.4. Proračun vijaka remenice R2



Slika 41. Obodna sila i potrebna sila trenja

Moment na remenici R2

$$M_{R2} = \frac{P_{R2}}{\omega_{R2}} = \frac{746,85}{9,42} = 79,283 \text{ Nm} \quad (67)$$

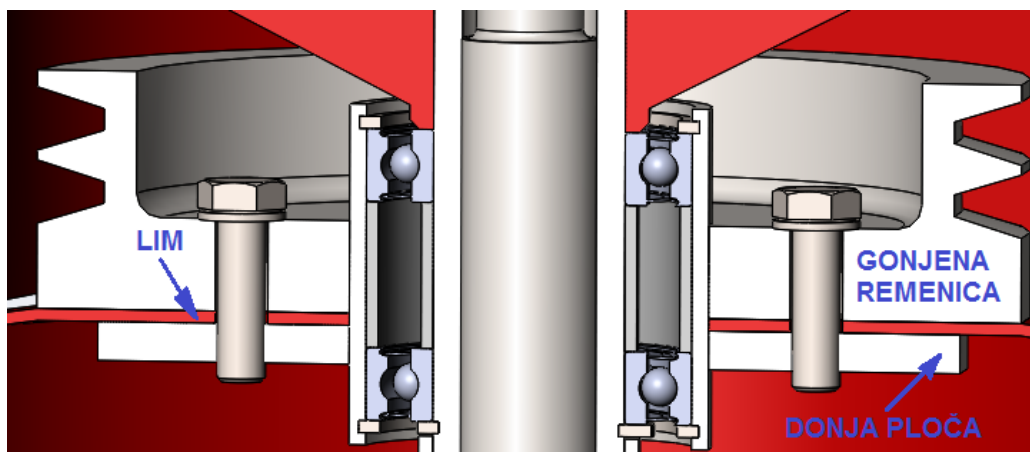
$\omega_{R2} = \omega_2 = 9,42 \text{ s}^{-1}$ - kutna brzina na remenici R2, prema izrazu (4)

$P_{R2} = 746,85 \text{ W}$ - snaga na remenici R2, prema izrazu (6)

Obodna sila na radijusu vijaka

$$F_o = \frac{M_{R2}}{r} = \frac{79283,43}{60} = 1321,39 \text{ N} \quad (68)$$

$r = 60 \text{ mm}$ - radijus na kojem se nalaze vijci



Slika 42. Lim profila rotirajuće glave između gonjene remenice i donje ploče
Potreban iznos sile trenja

Zbog male debljine lima koji se nalazi između gonjene remenice R2 i donje ploče; snaga odnosno okretni moment ne prenosi se oblikom već silom trenja (Slika 42). Kada bi deblja lima bila veća, snaga odnosno okretni moment prenosio bi se oblikom. U tom slučaju koristili bi se dosjedni vijci stezne ljuske ili elastični tuljci koji bi bili napregnuti na odrez. Budući da to ovdje nije slučaj koriste se prolazni vijci koje je potrebno dovoljno pritegnuti kako bi se ostvarila sila trenja F_{tr} . Sila trenja po iznosu mora biti veća ili jednaka obodnoj sili F_o (Slika 41).

Iznos sile trenja:

$$F_{tr} \geq F_o = 1321,39 \text{ N} \quad (69)$$

Iznos ukupne normalne sile

$$F_N = \frac{F_{tr}}{\mu} = \frac{1321,38}{0,12} = 11011,5 \text{ N} \quad (70)$$

$$\mu = 0,12$$

Faktor trenja za materijale čelik-čelik

Iznos sile po jednom vijku

$$F_v = \frac{F_N}{n} = \frac{11011,5}{4} = 2752,87 \text{ N} \quad (71)$$

Naprezanje pri vlaku za odabrani vijak M10 razreda čvrstoće (4.8)

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A_{(jezgre)}} = \frac{2752,875}{55,07} = 49,98 \text{ N} \quad (72)$$

$$A_{(\text{jezgre})} = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} = \frac{8,376^2 \cdot 3,14}{4} = 55,07 \text{ mm}^2 \quad - \text{ površina poprečnog presjeka vijka}$$

$$d_1 = 8,376 \text{ mm} \quad - \text{ promjer jezgre vijka}$$

Dopušteno naprezanje vika M10 razreda čvrstoće (4.8)

$$\sigma_{\text{dop}} = 0,3 \cdot R_e = 0,3 \cdot 320 = 96 \text{ MPa} \quad (73)$$

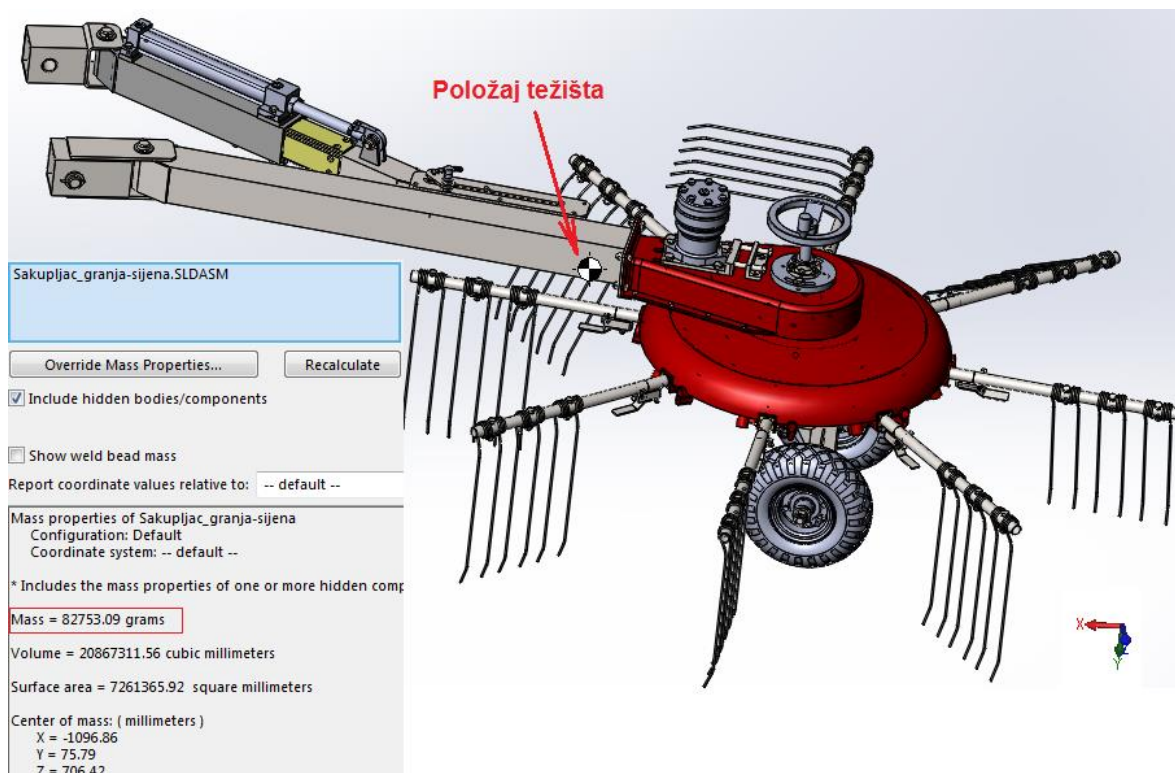
$$R_e = 320 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad - \text{ naprezanje tečenja}$$

$$\sigma_{\text{dop}} > \sigma_v \quad (74)$$

Budući da je ispunjen uvjet čvrstoće vijci zadovoljavaju.

9.6.5. Određivanje težišta i sile u osloncima

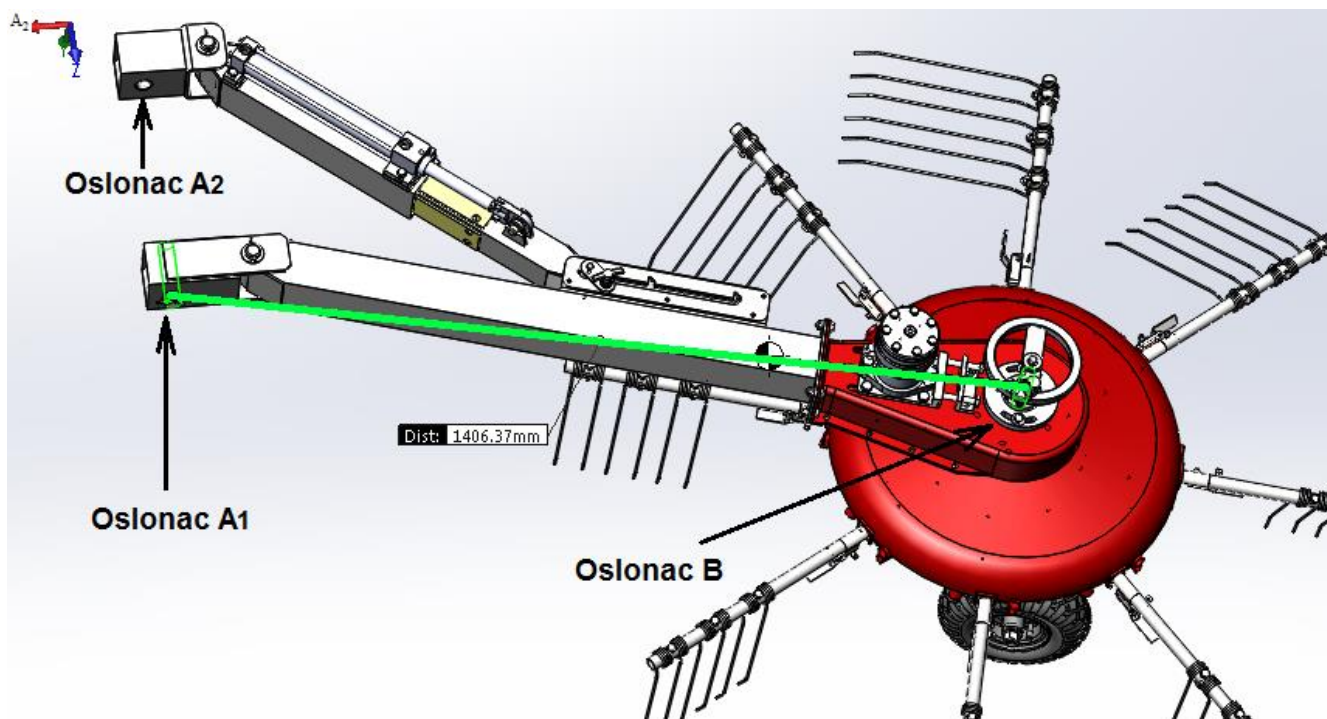
Rotirajuće glave smještene su na dohvatnim rukama pomoću kojih se može mijenjati radna širina i radni položaj stroja. Da bi se napravio daljnji proračun čvrstoće strojnih dijelova prvo je potrebno odrediti težište odnosno silu koja ih opterećuje. U programskom paketu SolidWorks izmjerena je masa dohvatnih ruku rotacione glave kao i svih ostalih relevantnih dijelova koji opterećuju strojne elemente (Slika 43).



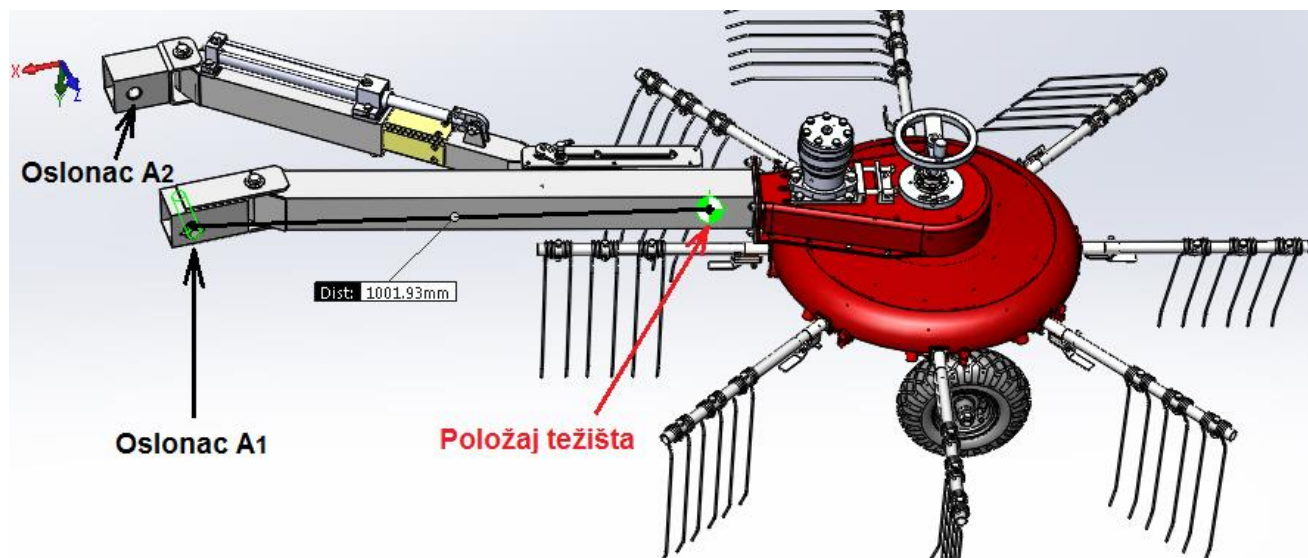
Slika 43. Izmjerena masa i položaj težišta

Nakon što je izmjerena masa i određen položaj težišta potrebno je odrediti njegovu udaljenost od oslonaca. Prema slici 44. i 45. sa lijeve strane nalaze se dva zglobna oslonca A_1 i A_2 , od kojih svaki preuzima pola opterećenja. Zbog pojednostavljenja modela uzima se da su jednake udaljenosti oslonaca A_1 i A_2 od oslonca B odnosno težišta.

Sa desne strane oslonac su kotači koji preuzimaju opterećenje preko trapeznog vretena za regulaciju visine. Desnom osloncu dodijeljen je naziv Oslonac B.



Slika 44. Udaljenost oslonaca



Slika 45. Udaljenost Oslonca A od težišta

Prema slici 44. i 45. očitane su sljedeće vrijednosti dobivene mjerenjem u programskom paketu Solidworks:

$l_{uk} = 1400 \text{ mm}$ - udaljenost između oslonaca

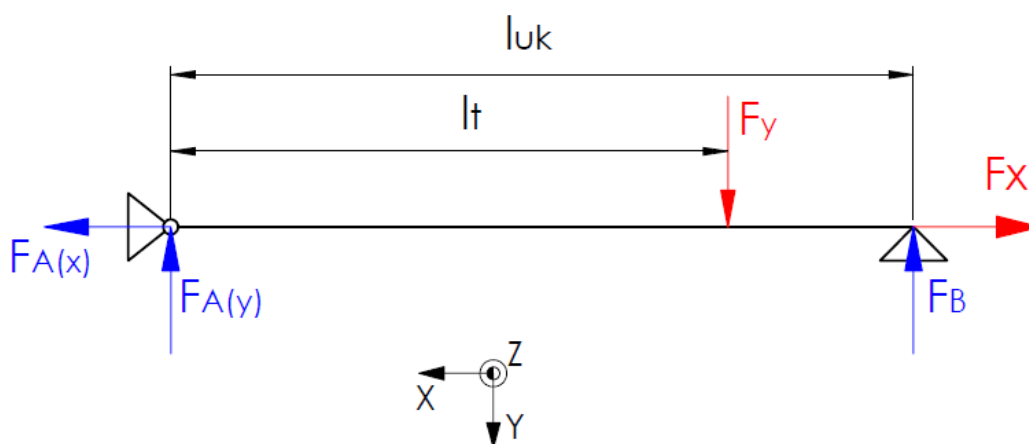
$l_t = 1000 \text{ mm}$ - udaljenost oslonca A od težišta

Ukupna sila koja opterećuje oslonce u smjeru osi y

$$F_y = m_{uk} \cdot g = 82,7 \cdot 9,81 = 811,7 \text{ N} \quad (75)$$

$m_{uk} = 82,7 \text{ kg}$ - ukupna masa

Kako bi se izračunale sile u osloncima napravljen je pojednostavljeni model (slika 46.)



Slika 46. Model opterećenja

Sila koju preuzima oslonac B

Oslonac B preuzima samo silu koja ga opterećuje u smjeru osi Y

Suma momenta u točki A:

$$\begin{aligned}\sum M_A &= 0 \\ F_y \cdot l_t - F_B \cdot l_{uk} &= 0 \\ F_B &= \frac{F_y \cdot l_t}{l_{uk}} = \frac{811,7 \cdot 1000}{1400} = 579 \text{ N}\end{aligned}\tag{76}$$

Sila koju preuzimaju oslonci A1 i A2Sila u smjeru osi X

Pretpostavljena ukupna vučna sila potrebna za savladavanje svih otpora gibanja:

$$F_x = 800 \text{ N}\tag{77}$$

Sila u smjeru osi X koju preuzimaju zglobovi oslonci A1 i A2 jednaka je polovici iznosa ukupne vučne sile F_x :

$$F_{A1(x)} = F_{A2(x)} = \frac{F_x}{2} = \frac{800}{2} = 400 \text{ N}\tag{78}$$

Sila u smjeru osi Y

Suma momenata oko točke B:

$$\begin{aligned}\sum M_B &= 0 \\ 2 \cdot F_{A1(y)} \cdot l_{uk} - F_{(y)} \cdot (l_{uk} - l_t) &= 0 \\ F_{A1(y)} = F_{A2(y)} &= \frac{F_{(y)} \cdot (l_{uk} - l_t)}{l_{uk} \cdot 2} = \frac{811,7 \cdot (1400 - 1000)}{1400 \cdot 2} = 115,95 \text{ N}\end{aligned}\tag{79}$$

Rezultantna sila u osloncima A1 i A2

$$F_{A1} = F_{A2} = \sqrt{F_{A(x)}^2 + F_{A(y)}^2} = \sqrt{400^2 + 115,95^2} = 416,4 \text{ N}\tag{80}$$

9.6.6. Kontrola čvrstoće trapeznog vretena

9.6.6.1. Potreban iznos ručne sile za regulaciju visine rotirajuće glave

Obodna sila pri dizanju tereta

$$\begin{aligned} F_t &= F_B \cdot \tan(\alpha + \zeta') \\ F_t &= 579 \cdot \tan(4,644 + 4,73) \\ F_t &= 71,205 \text{ N} \end{aligned} \quad (81)$$

$F_B = 579 \text{ N}$ - sila koju preuzima oslonac B odnosno trapezno vreteno prema jednadžbi (76).

Geometrijski odnosi i kontrola samokočnosti

Geometrijski odnos:

$$\tan(\alpha) = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi} = \frac{5}{19,5 \cdot \pi} = 0,816 \rightarrow \alpha = 4,664^\circ$$

$$P_h = 5 \quad - \text{ korak}$$

$$d_2 = d - 0,5 \cdot P$$

$$d_2 = 22 - 0,5 \cdot 5 \quad - \text{ promjer bokova}$$

$$d_2 = 19,5 \text{ mm}$$

$$d = 22 \quad - \text{ vanjski promjer navoja}$$

Geometrijski odnos:

$$\tan(\zeta') = \frac{\mu}{\cos(\beta)} = \frac{0,08}{\cos(15^\circ)} = 0,828 \rightarrow \zeta' = 4,733^\circ$$

$$\mu = 0,08 \quad - \text{ faktor trenja u slučaju čistih i dobro podmazanih bokova}$$

$$\beta = 15^\circ \quad - \text{ kut trapeznog vretena}$$

$$\zeta' \geq \alpha \quad (82)$$

ISPUNJEN JE UVJET SAMOKOČNOSTI

Moment torzije vretena

$$T = F_t \cdot r_2 = 71,205 \cdot 0,975 = 69,42 \text{ Ncm} \quad (83)$$

$$r = \frac{d_2}{2} = \frac{19,5}{2} = 9,75 \text{ mm} = 0,975 \text{ cm} \quad - \text{ srednji polumjer bokova}$$

Moment trenja ležaja

Budući da je vreteno oslonjeno na podlošku za preuzimanje aksijalnog opterećenja PCMW 223801.5 M skf [21] javlja se trenje odnosno sila trenja koju je potrebno savladati dodatnim momentom.

$$\begin{aligned} T_{tr} &= F_B \cdot \mu \cdot R_{sr} \\ T_{tr} &= 579 \cdot 0,06 \cdot 1,5 = 52,11 \text{ Ncm} \end{aligned} \quad (84)$$

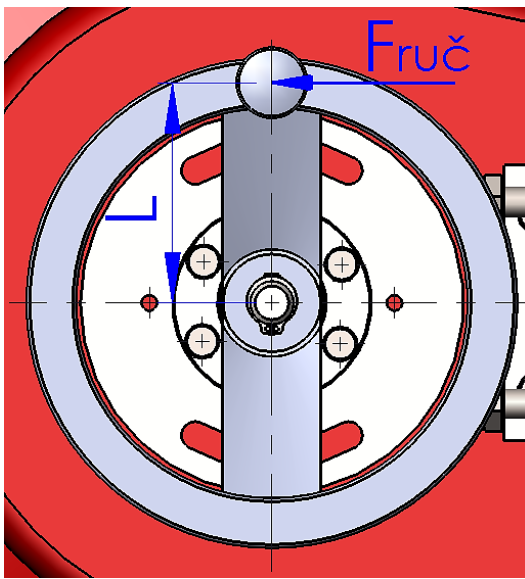
$F_B = 579 \text{ N}$ - prema izrazu (76)

$\mu \approx 0,06$ - faktor trenja na površini naslanjanja vratila na ležaj

$R_{sr} = 1,5 \text{ mm}$ - srednji polumjer oslonca ležaja

Pogonski moment okretanja

$$\begin{aligned} T_{pr} &= T + T_{tr} \\ T_{pr} &= 69,42 + 52,11 = 121,53 \text{ Ncm} \end{aligned} \quad (85)$$

Potreban iznos ručne sile

Slika 47. Ručna sila potrebna za okretanje vretena

$$F_{\text{ruč}} = \frac{T_{\text{pr}}}{l} = \frac{121,5}{8} = 15,19 \text{ N} \quad (86)$$

$l = 8 \text{ cm}$ - krak poluge

Za krak poluge $l = 8 \text{ cm}$ potreban iznos ručne sile je zadovoljavajuć.

9.6.6.2. Kontrola čvrstoće

Vlačno\ tlačno naprezanje

$$\sigma = \frac{F_B}{A_j} = \frac{579}{213,71} = 2,709 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$A_j = \frac{d_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{16,5^2 \cdot \pi}{4} = 213,71 \text{ mm}^2 \quad - \text{ površina poprečnog presjeka}$$

$$d_3 = d - 2h_3 = 22 - 2 \cdot 2,75 = 16,5 \text{ mm} \quad - \text{ promjer jezgre vretena}$$

Smično naprezanje

$$\tau = \frac{T_{\text{pr}}}{0,2 \cdot d_3^3} = \frac{1215,1}{0,2 \cdot 16,5^3} = 1,352 \text{ MPa} \quad (88)$$

Reducirano naprezanje

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{red}} &= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \\ \sigma_{\text{red}} &= \sqrt{2,709^2 + 3 \cdot 1,352^2} \\ \sigma_{\text{red}} &= 3,578 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (89)$$

Dopušteno naprezanje

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{dop}} &= 0,13 \cdot \sigma_M \\ \sigma_{\text{dop}} &= 0,13 \cdot 52 = 52 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (90)$$

$$\sigma_M = 52 \text{ MPa} \quad - \text{ prema strojarskom priručniku Karl-Heinz Decker [23]}$$

UVJET ČVRSTOĆE JE ZADOVOLJEN

$$\sigma_{\text{dop}} > \sigma_{\text{red}} \quad (91)$$

Sigurnost izvijanja po Euleru

$$S_K = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2 \cdot \sigma} > \text{od } 2,6 \text{ do } 6 \quad (92)$$

$E = 200000 \text{ MPa}$ - Youngov modul elastičnosti materijala vretena

$$\lambda = \frac{8 \cdot l_{\max}}{d_3} = \frac{8 \cdot 365}{16,5} = 176,96 \text{ mm} \quad - \text{stupanj vitkosti prema Karl-Heinz Decker [22]}$$

$l_{\max} = 365 \text{ mm}$ - maksimalna visina

$$S_K = \frac{\pi^2 \cdot 200000}{176,96^2 \cdot 2,709} = 23,24 \quad (93)$$

SIGURNOST PROTIV IZVIJANJA PO EULERU ZADOVOLJAVA

Sigurnost izvijanja po Tetmajeru

$$S_K = \frac{\sigma_0 - \lambda \cdot k}{\sigma} > 1,7 \text{ do } 4 \quad (94)$$

$k \approx 0,4$ - udio izvijanja

$$\sigma_0 = 350 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad - \text{idealna tlačna čvrstoća prema [22] (77str.)}$$

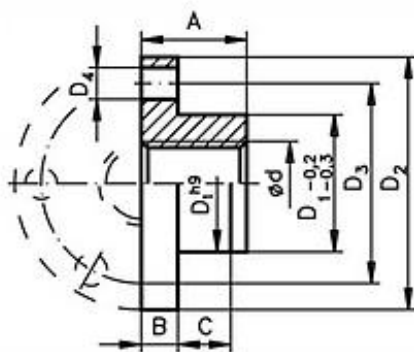
$$\sigma = 2,709 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad - \text{tlačno naprežanje}$$

$$S_K = \frac{350 - 176,96 \cdot 0,4}{2,709} = 103 \quad (95)$$

SIGURNOST PROTIV IZVIJANJA PO TETMAJERU ZADOVOLJAVA

NAPOMENA:

Iako se trapezni navoj ne nalazi po cijeloj duljini trapeznog vretena $l_{\max} = 365$ zbog pojednostavljenja proračuna, proračun se vršio kao da jest. Bez obzira što sigurnost zadovoljava puno više od propisanih granica, iz konstrukcijskih razloga odabrano je trapezno vreteno sa trapeznim navojem **Tr22x5**.

Trapezna matica

Trapezni navoj Tr.22 x 5

D1 h9 [mm]	35
D2 [mm]	65
D3 [mm]	52
D4 (6x) [mm]	7
A [mm]	26
B [mm]	9
C [mm]	12

Slika 48. Trapezna matica Tr.22x5

Iz konstrukcijskih razloga potrebno je izraditi trapeznu maticu Tr.22x5 od sivog lijeva prema dimenzijama navedenim na slici 48.

Kontrola vretena na bočni tlak

$$p = \frac{F_{(tereta)} \cdot P}{m \cdot d_2 \cdot \pi \cdot H_1} = \frac{579 \cdot 5}{26 \cdot 19,5 \cdot 3,14 \cdot 2,5} = 0,727 \text{ MPa} \quad (96)$$

$F_B = 579 \text{ N}$ - prema izrazu (64)

$P = 5$ - korak navoja

$m = 26 \text{ mm}$ - pogonska visina matice

$d_2 = 19,5 \text{ mm}$ - promjer navoja

$H = 2,5 \text{ mm}$ - nosiva dubina navoja

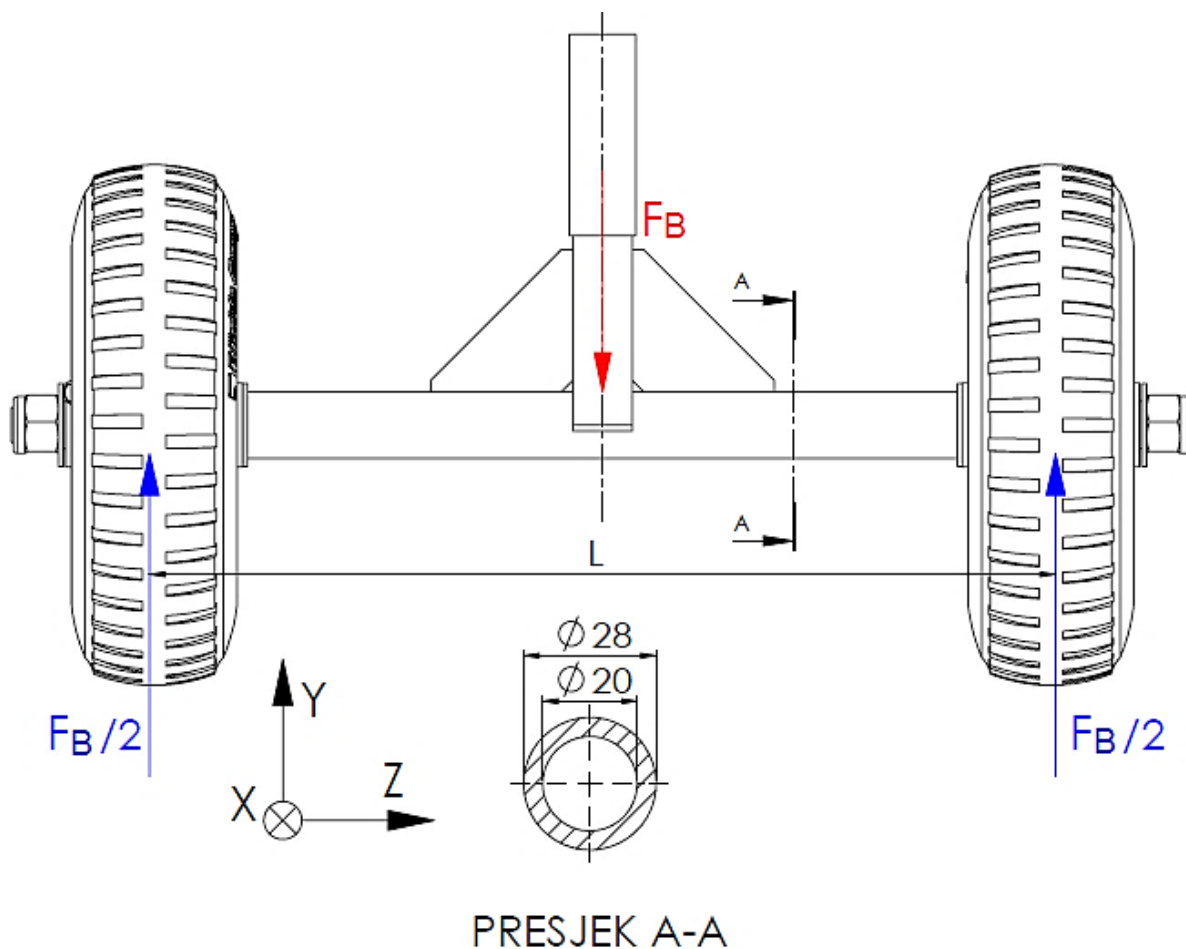
Dopušteni bočni tlak za matice od sivog lijeva iznosi : $p_{\text{dop}} \approx 2 \text{ do } 7 \text{ MPa}$

$$p_{\text{dop}} > p \quad (97)$$

Bočni tlak na navojima je ispod dopuštenog.

9.7. Proračun cijevi podvozja

Proračun se vrši za slučaj opterećenja grede na dva oslonca.



Slika 49. Opterećenje podvozja

Moment otpora kružnog vijenca

$$W_x = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^2}{D} \quad (98)$$

$$W_x = \frac{3,14}{32} \cdot \frac{28^4 - 20^2}{28} = 1593,32 \text{ mm}^3$$

Maksimalni moment savijanja

$$M_{\max} = \frac{F_B \cdot l}{4} = 53991,75 \text{ Nmm} \quad (99)$$

$l = 379 \text{ mm}$ - udaljenost između oslonaca

Sila na cijevi podvozja

Sila na cijevi podvozja jednaka je sili u osloncu F_B prema izrazu (75)

Maksimalni iznos naprezanja uslijed savijanja

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{53991,75}{1593,32} = 33,88 \text{ MPa} \quad (100)$$

Odabir materijala

Izabrana je cijev materijala Č 0370 (HRN); St 37 (DIN) sa iznosom trajne dinamičke čvrstoće za čisto naizmjenično naprezanje.

$$R_{ds-1} = 200 \text{ MPa}$$

Budući da su vrijednosti čvrstoće prema [18](Tablica 5.4, 174 str) manje za debljine iznad 16mm iznos je potrebno umanjiti za 10%.

$$R_{ds-1(kon)} = R_{ds-1} - R_{ds-1} \cdot \frac{10}{100} = 180 \text{ MPa}$$

Dopušteno naprezanje za savojno opterećenje

$$\sigma_{dop} = \frac{R_{ds-1(kon)}}{\nu_d} = \frac{180}{3} = 60 \text{ MPa} \quad (101)$$

$\kappa = -1$ - faktor asimetrije za ishodišno dinamičko naprezanje

$\nu_d = 3$ - radi pojednostavljenja proračuna zbog velikog broja faktora ali i nepoznavanja podataka na temelju kojih bi se odredili isti, uzet je veliki iznos faktora sigurnosti

$$\sigma_{dop} > \sigma_{\max} \quad (102)$$

Uvjet čvrstoće je zadovoljen.

Kontrola progiba cijevi

$$f = \frac{F_B}{E \cdot I_x} \cdot \frac{l^3}{48} = \frac{579}{210000 \cdot 22306,56} \cdot \frac{379^3}{48} = 0,142 \text{ mm} \quad (103)$$

$$I_x = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (28^4 - 20^4) = 22306,56 \text{ mm}^2 - \text{moment tromosti kružnog vijenca}$$

Dopuštena granica progiba

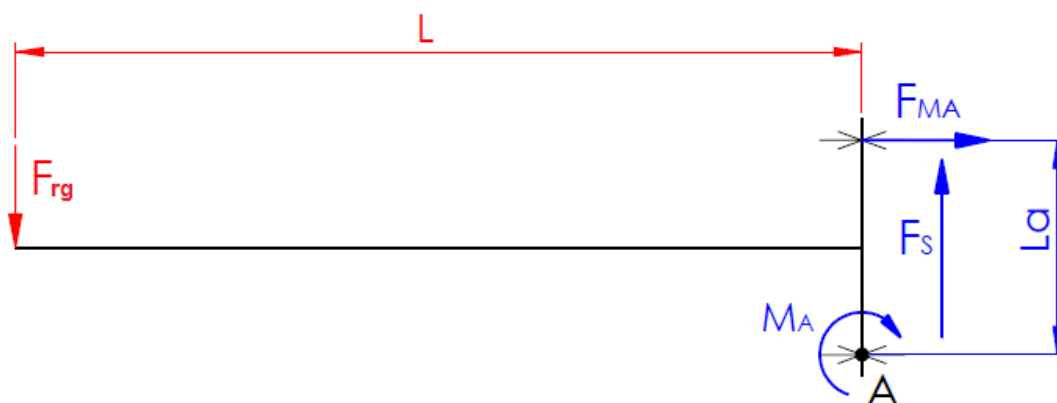
$$\begin{aligned} f_{\text{dop}} &= \frac{l}{1000} \dots \frac{l}{600} \\ f_{\text{dop}} &= \frac{379}{1000} \dots \frac{379}{600} \\ f_{\text{dop}} &= 0,379 \dots 0,631 \text{ mm} \end{aligned} \quad (104)$$

$$f_{\text{dop}} > f \quad (105)$$

Progib zadovoljava.

9.8. Proračun nosivih vijaka rotirajuće glave

Osim za izvedbu stroja koja je dobivena konstrukcijskom razradom, rotirajuće glave predviđene su i za druge izvedbe strojeva ove namjene. U slučaju montaže na izvedbu traktorskog priključka koja ima mogućnost podizanje dohvatnih ruku a time i rotirajućih glava, potrebno je napraviti proračun nosivih vijaka. Proračun se vrši superpozicijom sile i momenta u točku A. U svim vijcima javlja se posmično naprezanje dok se u gornjim vijcima javlja i vlačno naprzanje.



Slika 50. Superpozicija sile i momenta u točku A

9.8.1. Kontrola naprezanja vlačno opterećenih vijaka

Iznos reduciranog momenta u točki A (Slika 50) Slika 50. Superpozicija sile i momenta u točku A

$$\begin{aligned} M_a &= F_{rg} \cdot L \\ M_a &= 537,68 \cdot 336 \\ M_a &= 182044,8 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (106)$$

Iznos sile koja opterećuje vijke

$$F_{rg} = m_{rg} \cdot g = 54,18 \cdot 9,81 = 537,68 \text{ N} \quad (107)$$

$m_{rg} = 54,18 \text{ kg}$ - masa rotirajuće glave sa podvozijem

Iznos sile F_a koja vlačno opterećuje gornje vijke

$$F_{MA} = \frac{M_a}{L_a} = \frac{182044,8}{65} = 2800,68 \text{ N} \quad (108)$$

$L_a = 65 \text{ mm}$ - udaljenost između gornjih i donjih vijaka

Kontrola gornjih vijaka uslijed vlačnog opterećenja

$$\sigma_v = \frac{F_{MA}}{n \cdot A_{jezgre}} = \frac{2800}{2 \cdot 32,8} = 42,7 \text{ N} \quad (109)$$

$A_{jezgre} = 32,8 \text{ mm}^2$ - površina poprečnog presjeka jezgre vijka [19](671 str.)

$n = 2$ - broj opterećenih vijaka

Dopušteno naprezanje vika M18 razreda čvrstoće (4.6)

$$\sigma_{dop} = 0,3 \cdot R_e = 0,3 \cdot 240 = 72 \text{ MPa} \quad (110)$$

$R_e = 240 \text{ MPa}$ - granica tečenja

$$\sigma_{dop} > \sigma_v \quad (111)$$

Uvjet čvrstoće je zadovoljen.

9.8.2. Kontrola posmičnog naprezanja u vijcima

Iznos sile F_s (Slika 50.)

$$F_s = F_{RG} = 537,68 \text{ N} \quad (112)$$

Iznos smičnog naprezanja

$$\tau_{vijaka} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F_s}{n \cdot A_{jezgre}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{537,6}{4 \cdot 32,8} = 6,1 \text{ MPa} \quad (113)$$

$n = 4$ - broj opterećenih vijaka

Dopušteno smično naprezanje

$$\tau_{dop} = 0,8 \cdot \sigma_{dop} = 0,8 \cdot 72 = 57,6 \text{ MPa} \quad (114)$$

$$\sigma_{dop} = 72 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad - \text{ prema izrazu (79)}$$

$$\tau_{dop} > \tau_{vijaka} \quad (115)$$

Uvjet čvrstoće je zadovoljen

9.8.3. Ekvivalentno naprezanje

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma_v^2 + 3 \cdot \tau_{vijaka}^2} \quad (116)$$

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{42,7^2 + 3 \cdot 6,1^2} = 43,98 \text{ MPa}$$

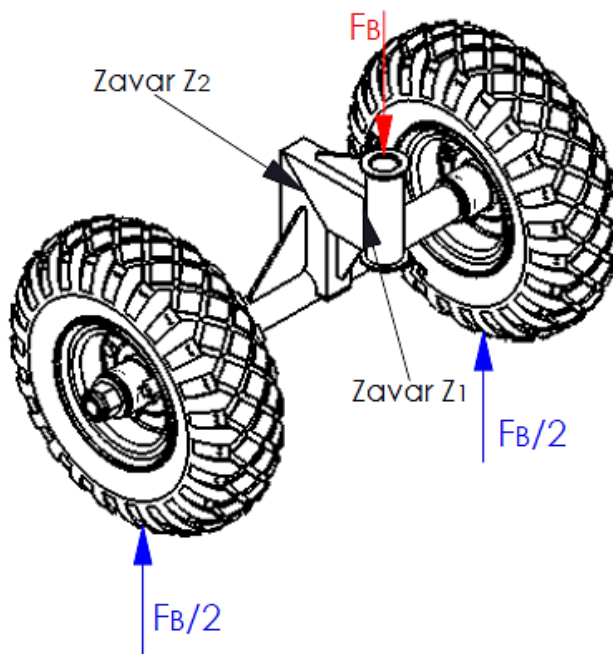
$$\sigma_{dop} > \sigma_{ekv} \quad (117)$$

Uvjet čvrstoće je zadovoljen.

9.8.4. Proračun zavora na konstrukciji podvozja

Podvozje na stroju preuzima silu F_B (Slika 51.)

Iznos sile $F_B = 579 \text{ N}$ dobiven je u izrazu (75)



Slika 51. Zavori podvozja Z1 i Z2

9.8.4.1. Proračun zavora Z1

U zavaru Z1 pojavljuje se samo smično naprezanje (Slika 51)

Poprečni presjek zavora A1 (Slika 52.)

$$A_1 = 2 \cdot (L_1 \cdot a_1) = 2 \cdot (46 \cdot 2) = 148 \text{ mm}^2 \quad (118)$$

$a_1 = 2 \text{ mm}$ - debljina zavora a_1

$L_1 = L_1' - 2a_1 = 50 - 2 \cdot 2 = 46 \text{ mm}$ - nosiva proračunska duljina na kojoj je postignuta debljina zavora $a_1 = 2 \text{ mm}$

$L_1' = 50 \text{ mm}$ - stvarna duljina zavora

Poprečni presjek zavora A1 (Slika 51)

$$A_2 = 2 \cdot (L_2 \cdot a_2) = 2 \cdot (18 \cdot 2) = 72 \text{ mm}^2 \quad (119)$$

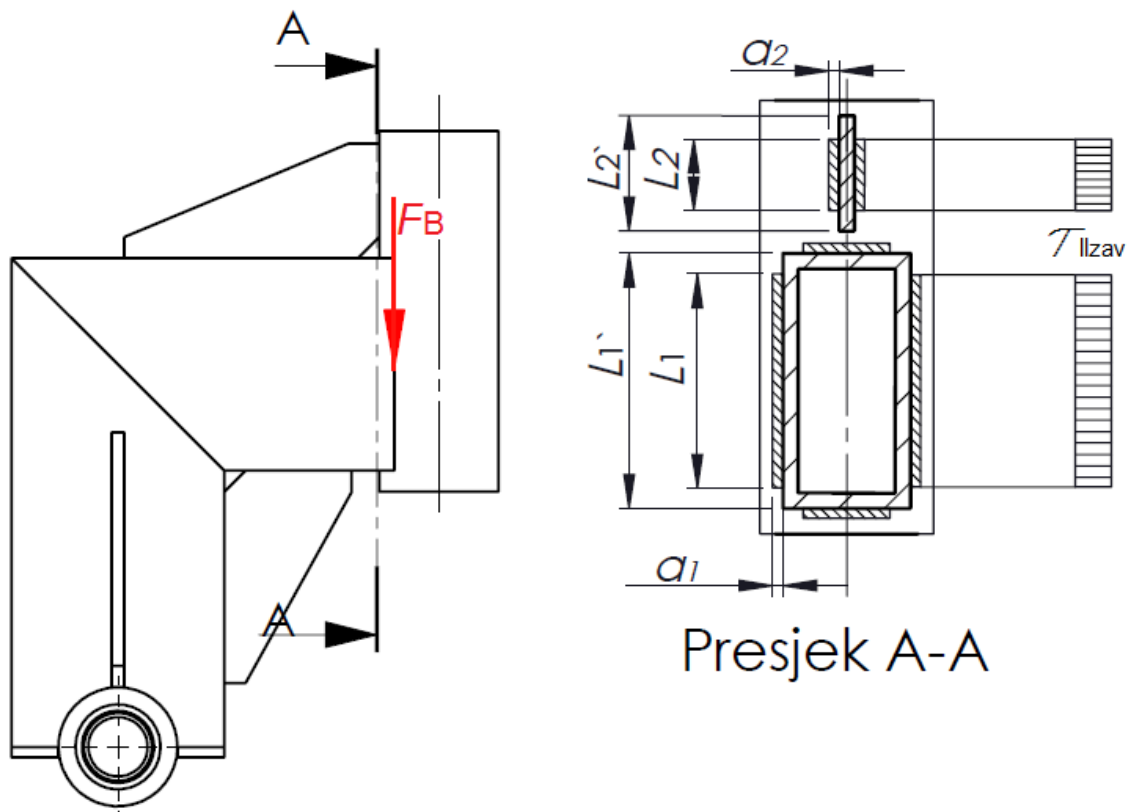
$a_2 = 2 \text{ mm}$ - debljina zavora a_2

$L_1 = L_1' - 2a_1 = 22 - 2 \cdot 2 = 18 \text{ mm}$ - nosiva proračunska duljina na kojoj je postignuta debljina zavora $a_1 = 2 \text{ mm}$

$L_2' = 22 \text{ mm}$ - stvarna duljina zavora

Ukupna površina zavora

$$A_{\text{uk(zav1)}} = A_1 + A_2 = 184 + 72 = 256 \text{ mm}$$



Slika 52. Poprečni presjek zavora Z1

Naprezanje u zavaru Z1

$$\tau_{\parallel_{zav1}} = \frac{F_B}{A_{uk(zav1)}} = \frac{579}{256} = 2,61 \text{ MPa} \quad (120)$$

Dopušteno naprezanje zavara Z1

Iznos naprezanja očitao je na temelju sljedećih podataka:

$S_2 = 2$ - srednji spektar opterećenja

$N_2 = 2 \cdot 10^5 - 6 \cdot 10^5$ - područje broja ciklusa sa prekidima

B4 - pogonska grupa očitavanja za vrijednosti N_2 i S_2

Odabrani materijal: S235JR

Grupa zarezno djelovanja: K3 (za kvalitetu 1 i slučaj zavara K)

Naprezanje za čisti naizmjeničan ciklus ($r = -1$).

Napomena:

Iako je zavar opterećen stohastički radi pojednostavljenja proračuna uzeta je vrijednost naprezanja za čisto naizmjenično naprezanje.

Dopušteno naprezanje

$$\sigma_{D(-1)dop} = 90 \text{ MPa} \quad (121)$$

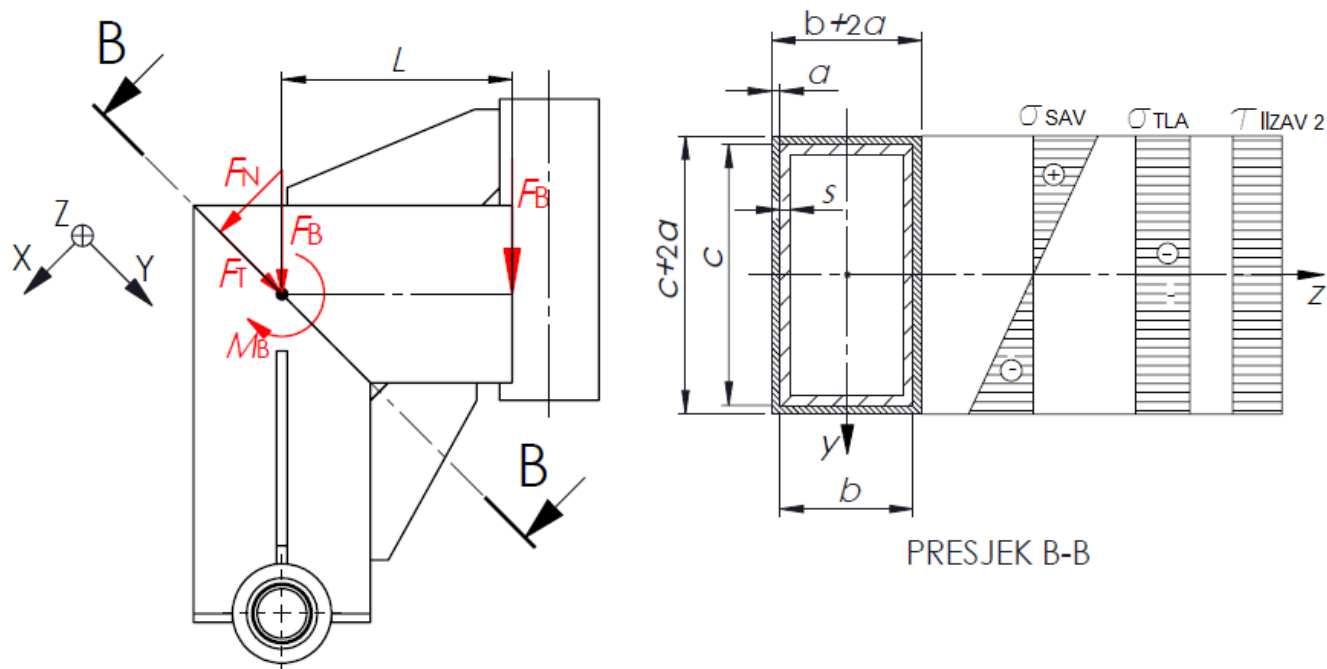
Iznos dopuštenog smičnog naprezanja zavara

$$\tau_{D(-1)dop} = \frac{\sigma_{D(-1)dop}}{\sqrt{2}} = 63,6 \text{ MPa} \quad (122)$$

$$\tau_{\parallel_{zav}} < \tau_{D(-1)dop} \quad (123)$$

Zavar zadovoljava uvjet čvrstoće.

9.8.4.2. Proračun zavora Z2



Slika 53. Opterećenje i naprezanje zavora Z2

Da bi se izračunale komponente naprezanja potrebno je napraviti superpoziciju sile i momenta na os Z. Sila F_B nakon superpozicije dalje se raspodjeljuje na komponente F_T i F_N . Sila F_N uzrokuje normalno tlačno naprezanje u zavaru, dok sila F_T uzrokuje smično naprezanje zavora.

Naprezanje uslijed savojnog opterećenja

Moment tromosti oko osi Z:

$$I_{zav z} = \frac{(b + 2a) \cdot (c + 2a)^3}{12} - \frac{b \cdot c^3}{12} \quad (124)$$

$$I_{zav z} = \frac{29 \cdot 74,21^3}{12} - \frac{25 \cdot 2^3}{12} = 987635 \text{ mm}^4$$

$$(c + 2a) = 70,71 + 2 \cdot 2 = 74,21 \text{ mm}$$

$$(b + 2a) = 25 + 2 \cdot 2 = 29 \text{ mm}$$

$$a = 2 \text{ mm} \quad - \text{ debljina zavora}$$

Moment otpora oko osi Z:

$$W_Z = \frac{I_{\text{zav } Z}}{e} = \frac{987635,55}{37,105} = 26617,3 \text{ mm}^3 \quad (125)$$

$$e = \frac{c + 2a_1}{2} = \frac{74,21}{2} = 37,1 \text{ mm} \quad - \text{ najveća udaljenost presjeka zava od osi Z}$$

Iznos momenta savijanja:

$$M_B = F_B \cdot L = 579 \cdot 65 = 37635 \text{ MPa} \quad (126)$$

$L = 65 \text{ mm}$ - krak na kojem djeluje sila F_B

Iznos naprezanja uslijed savijanja.

$$\sigma_{\text{sav}} = \frac{M_B}{W_Z} = \frac{37635}{26617,3} = 1,41 \text{ MPa} \quad (127)$$

Naprezanje uslijed tlačnog opterećenja

$$\sigma_{\text{tla}} = \frac{F_N}{A_{z2}} = \frac{409,4}{377} = 1,083 \text{ MPa} \quad (128)$$

Komponenta sile F_N :

$$F_N = F_B \cdot \cos(45^\circ) = 579 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 409,4 \text{ MPa} \quad (129)$$

Površina poprečnog presjeka zavora:

$$\begin{aligned} A_{z2} &= (b + 2a) \cdot (c + 2a) - c \cdot b \\ A_{z2} &= 74,21 \cdot 29 - 71,25 = 377 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (130)$$

Ukupno normalno naprezanje zavora Z2

$$\sigma_{\text{uk}} = \sigma_{\text{sav}} + \sigma_{\text{tla}} = -1,41 - 1,083 = -2,493 \text{ MPa} \quad (131)$$

Smično naprezanje uslijed djelovanja komponente sile F_T

$$\tau_{llzav2} = \frac{F_T}{A_{llzav2}} = \frac{409,4}{312,8} = 1,3 \text{ MPa} \quad (132)$$

Iznos komponente sile F_T :

$$F_T = F_B \cdot \sin(45^\circ) = 579 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 409,4 \text{ MPa} \quad (133)$$

Površina zavora koja preuzima smik:

$$\begin{aligned} A_{llzav2} &= 2 \cdot (c + 2a) \cdot a \\ A_{llzav2} &= 2 \cdot (74,21 + 2 \cdot 2) \cdot 2 = 312,82 \text{ mm}^2 \end{aligned} \quad (134)$$

Reducirano naprezanje

$$\begin{aligned} \sigma_{red} &= \sqrt{\sigma_{uk}^2 + 3 \cdot \tau_{llzav2}^2} \\ \sigma_{red} &= \sqrt{(2,493)^2 + 3 \cdot (1,3)^2} = 3,36 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (135)$$

Dopušteno naprezanje zavora Z2

Vrijednost naprezanja očitana je na temelju sljedećih podataka:

$S_2 = 2$ srednji spektar opterećenja

$N_2 = 2 \cdot 10^5 - 6 \cdot 10^5$ - područje broja ciklusa sa prekidima

B4 - pogonska grupa očitavanja za vrijednosti N_2 i S_2

Odabrani materijal: S235JR

Grupa zarezno djelovanja: K1 (za kvalitetu 1, sučeoni zavar)

Naprezanje za čisti naizmjeničan ciklus: ($r = -1$).

Napomena:

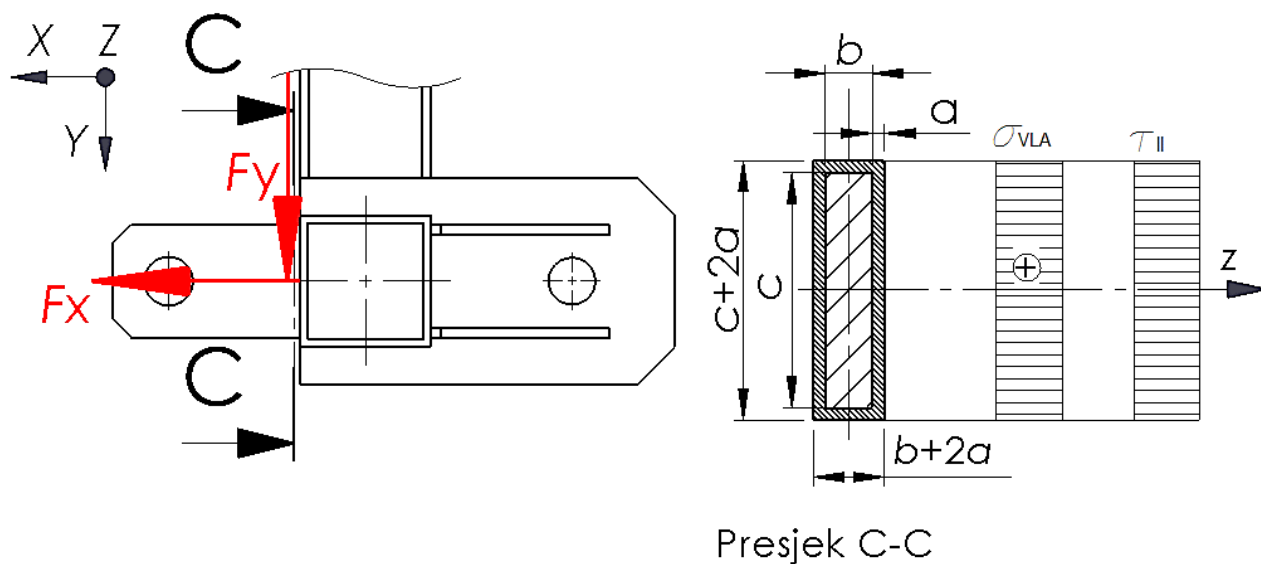
Iako je zavar opterećen stohastički radi pojednostavljenja proračuna uzeta je vrijednost naprezanja za čisto naizmjenično naprezanje.

Dopušteno naprezanje

$$\sigma_{D(-1)dop} = 150 \text{ MPa} \quad (136)$$

$$\sigma_{red} < \sigma_{D(-1)dop} \quad (137)$$

Zavar zadovoljava uvjet čvrstoće.

9.8.5. Proračun zavora ušice nosive konstrukcije

Slika 54. Opterećenje i naprezanje zavora

Sila na ušici u smjeru osi X

$$\begin{aligned} F_{ux} &= N \cdot F_x \\ F_{ux} &= 2 \cdot 800 \\ F_{ux} &= 1600 \text{ N} \end{aligned} \quad (138)$$

$N=2$ - broj dohvatnih ruku sa rotirajućim glavama

$F_x = 800 \text{ N}$ - Pretpostavljeni iznos vučne sile potrebne za savladavanje svih otpora gibanja (77).

Sila na ušici u smjeru osi Y

$$\begin{aligned}
 F_{uy} &= N_o \cdot F_{A1y} + m_{nk} \cdot g \\
 F_{uy} &= 4 \cdot 115,95 + 38,33 \cdot 9,81 \\
 F_{uy} &= 839,81 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{139}$$

$F_{A1y} = 115.95 \text{ N}$ - sila na jednom osloncu A, jedne dohvatne ruke, prema izrazu (79)

$N_o = 4$ - broj oslonaca A dohvatnih ruku

$m_{nk} = 38.33 \text{ kg}$ - masa nosive konstrukcije

Vlačno naprezanje zavora

$$\sigma_{VLA} = \frac{F_{ux}}{N_u \cdot A_{zav}} = \frac{1600}{3 \cdot 456} = 1,169 \text{ MPa} \tag{140}$$

$$A_{zav} = (c + 2a) \cdot (b + 2a) - c \cdot b$$

$$A_{zav} = (60 + 2 \cdot 3) \cdot (10 + 2 \cdot 3) - 60 \cdot 10 \quad - \text{površina poprečnog presjeka zavora}$$

$$A_{zav} = 456 \text{ mm}^2$$

$$c = 60 \text{ mm} \quad - \text{dužina ušice}$$

$$a = 3 \text{ mm} \quad - \text{presjek zavora}$$

$$b = 10 \text{ mm} \quad - \text{širina ušice}$$

$$N_u = 3 \quad - \text{broj ušica koje preuzimaju opterećenje}$$

Smično naprezanje zavora

$$\tau_{IIzav} = \frac{F_{uy}}{N_u \cdot A_{IIzav}} = \frac{839,81}{3 \cdot 396} = 0,7523 \text{ MPa} \tag{141}$$

$$\tau_{IIzav} = \frac{F_{uy}}{N_u \cdot A_{IIzav}} = \frac{839.81}{3 \cdot 396} = 0.7523 \text{ MPa}$$

$$A_{IIzav} = 2 \cdot a \cdot (c + 2a) \quad - \text{površina zavora koja preuzima smično opterećenje}$$

$$A_{IIzav} = 2 \cdot 3 \cdot (60 + 23)$$

$$A_{IIzav} = 396 \text{ mm}^2$$

Reducirano naprezanje

$$\sigma_{\text{red}} = \sqrt{\sigma_{\text{vla}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{zav}}^2} = \sqrt{1,16^2 + 3 \cdot 0,75^2} = 1,741 \text{ MPa} \quad (142)$$

Dopušteno naprezanje zavar

Vrijednost naprezanja očitana je na temelju sljedećih podataka:

$S_2 = 2$ - srednji spektar opterećenja

$N_2 = 2 \cdot 10^5 - 6 \cdot 10^5$ - područje broja ciklusa sa prekidima

B4 - pogonska grupa očitavanja za vrijednosti N_2 i S_2

Odabrani materijal: S235JR

Grupa zarezno djelovanja: K3 (za kvalitetu 1, i kutni zavar)

Naprezanje za čisti naizmjeničan ciklus: ($r = -1$).

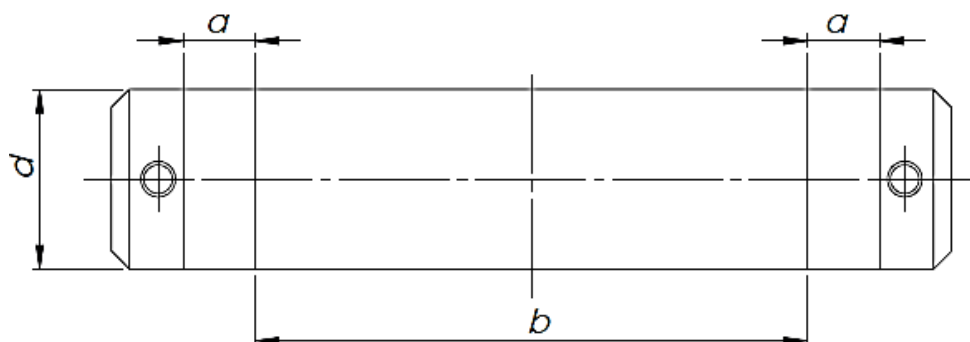
Napomena:

Iako je zavar opterećen stohastički radi pojednostavljenja proračuna uzeta je vrijednost naprezanja za čisto naizmjenično naprezanje:

$$\sigma_{D(-1)dop} = 90 \text{ MPa} \quad (143)$$

$$\sigma_{\text{red}} < \sigma_{D(-1)dop} \quad (144)$$

Zavar zadovoljava uvjet čvrstoće.

9.8.6. Proračun svornjaka dohvatnih ruku

Slika 55. Svornjak dohvatnih ruku

Sila opterećenja (prema izrazu (80))

$$F = F_{A1} = F_{A2} = 416,4 \text{ N} \quad (145)$$

Vanjski pritisak na svornjaku

$$P_v = \frac{F}{2a \cdot d} = \frac{416,4}{2 \cdot 5 \cdot 25} = 1,66 \text{ MPa} \quad (146)$$

Unutarnji pritisak na svornjaku

$$P_u = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{416,4}{80 \cdot 25} = 0,208 \text{ MPa} \quad (147)$$

Dopušteni iznos dodirnog pritiska

Dopušteni iznos dodirnog pritiska za materijal Č 0360 i izmjenično promjenjivo opterećenje:

$$P_{\text{dop}} = 12 \text{ MPa} \quad (148)$$

$$P_u < P_{\text{dop}} \quad (149)$$

$$P_v < P_{\text{dop}}$$

Budući da su vanjski i unutarnji pritisci na svornjaku manji od dopuštenog, svornjak zadovoljava.

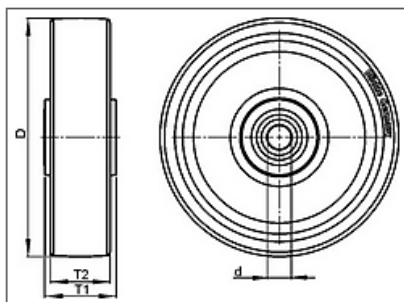
9.8.7. Odabir kotača



EAN: 4047526040109
ID: 40105

Gume / obloga: Pumpane gume sa zračnicom ili zig zag profilom, ne oštećuje pod, PAK sukladno EU direktivama 2005/69/EG.

Felga / Tijelo kotača: Od čeličnog lima, s glavčinom od čelične cijevi, galvanizirano pocinčano, plavo pasivizirano, bez Cr6. Gume su montirane na felge.



Tehnički podaci:		mm / Kg / °C	
Težina po komadu	1.418	kg	
Utor za klin	75	mm	(T1)
Provrt za osovinu	20	mm	(d)
Pritisak u gumi	2,0/30	bar/psi	
Nosivost	150	kg	
Broj platana	2		
Profil	B02		
Dimenzije guma	3.00-4		
Širina kotača	85	mm	(T2)
Kotač-Ø	260	mm	(D)
Temperaturno postojano od	-25	°C	
Temperaturno postojano do	50	°C	
Tvrdoća podloge	65° Shore		
	A		
Vrsta ležaja	Roller bearing		

Slika 56. Kotač Bickle P263/20-75R

Opterećenje na jednom kotaču

$$F_K = \frac{F_B}{N_K} = \frac{579}{2} = 298,5 \text{ N} \quad (150)$$

$F_B = 579 \text{ N}$ - sila u osloncu B (sila koja opterećuje oba kotača) prema izrazu (76)

$N_K = 2$ - broj kotača

Masa koju preuzima jedan kotač

$$m_k = \frac{F_K}{g} = \frac{289,5}{9,81} = 29,51 \text{ kg} \quad (151)$$

Dopuštena nosivost kotača

$m_{\text{dop}} = 150 \text{ kg}$

$$m_k < m_{\text{dop}} \quad (152)$$

Izabrani kotač zadovoljava

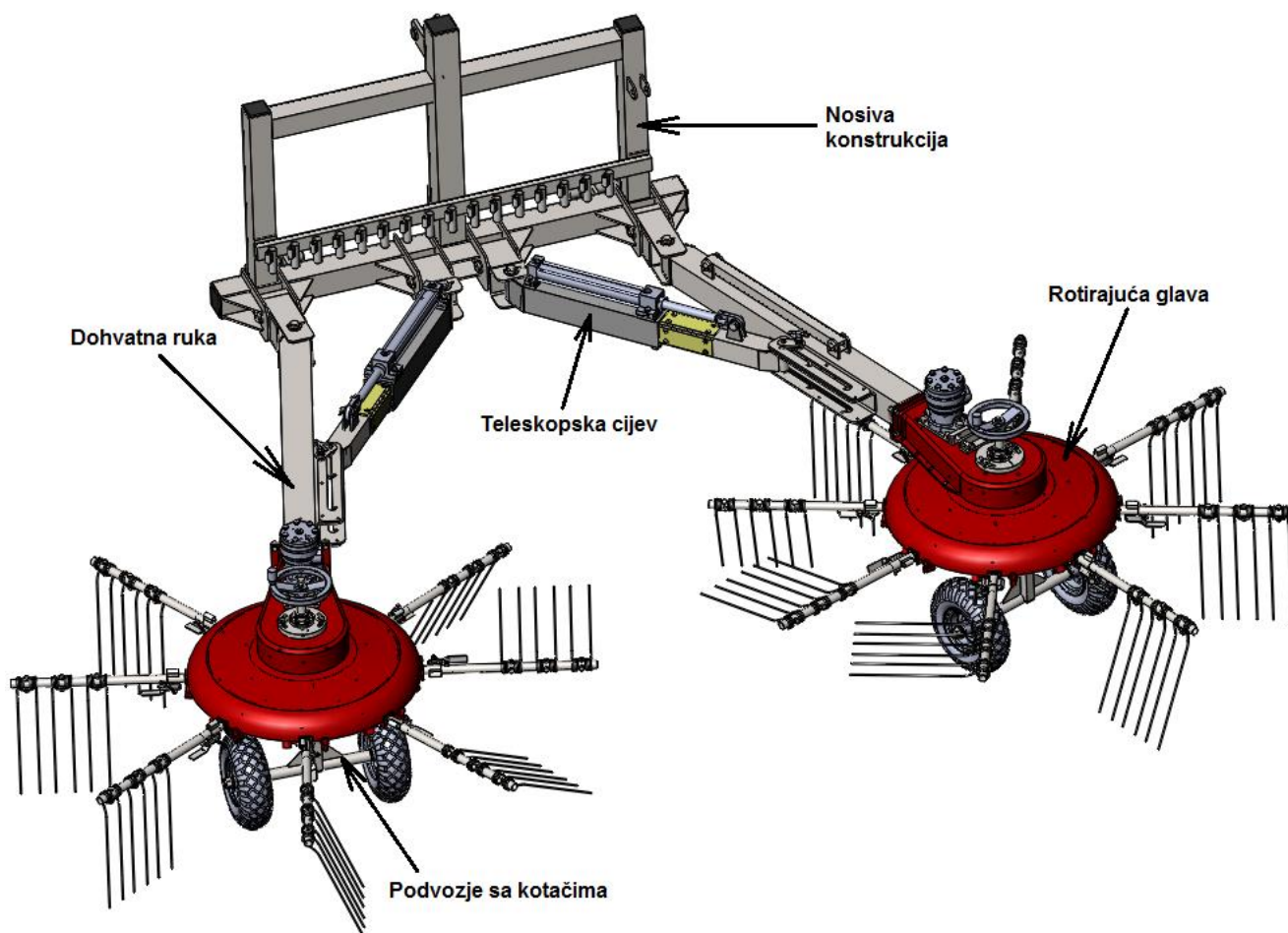
NAPOMENA:

Iako bi jedan kotač bio dovoljan da preuzme opterećenje iz konstrukcijskih razloga i bolje stabilnosti stroja ugrađena su dva.

10. Opis rada stroja

U ovom poglavlju bit će opisan način rada stroja i njegove radne funkcije.

10.1. Prikaz 3D modela



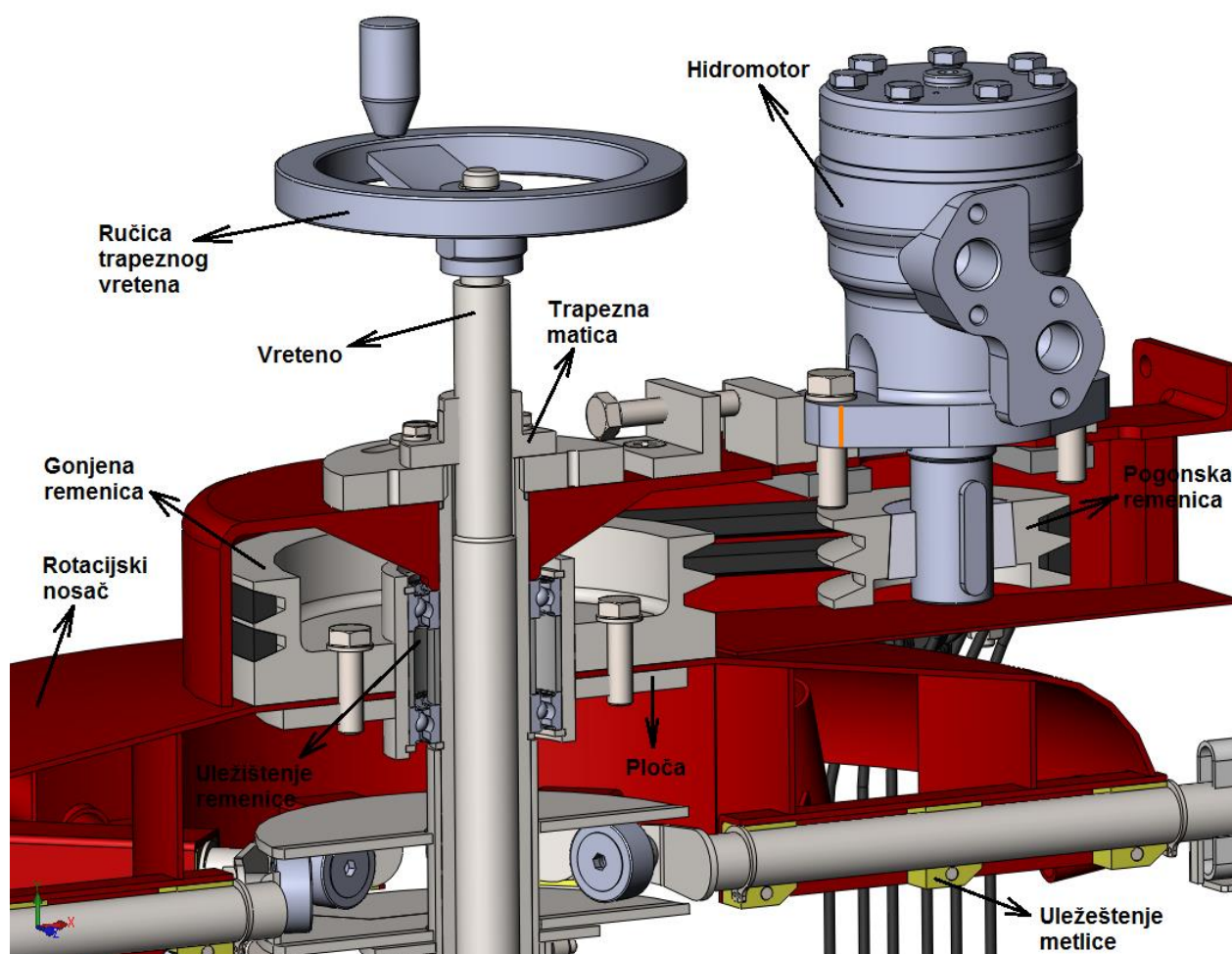
Slika 57. Višenamjenski traktorski priključak s funkcijama sakupljanja granja te sakupljanja i okretanja sijena

Slika 57. prikazuje višenamjenski traktorski priključak s funkcijama sakupljanja granja te sakupljanja i okretanja sijena. Stroj se sastoji od rotirajućih glava na čijim krajevima se nalaze metlice. Ispod rotirajućih glava nalazi se podvozje za vožnju stroja. Da bi se omogućila promjena radne širine odnosno radnog položaja stroja ugrađene su teleskopske cijevi sa hidrauličkim cilindrima. Izvlačenjem odnosno uvlačenjem klipnjače hidrauličkog cilindra mijenja se kut dohvatne ruke a time i radna širina stroja.

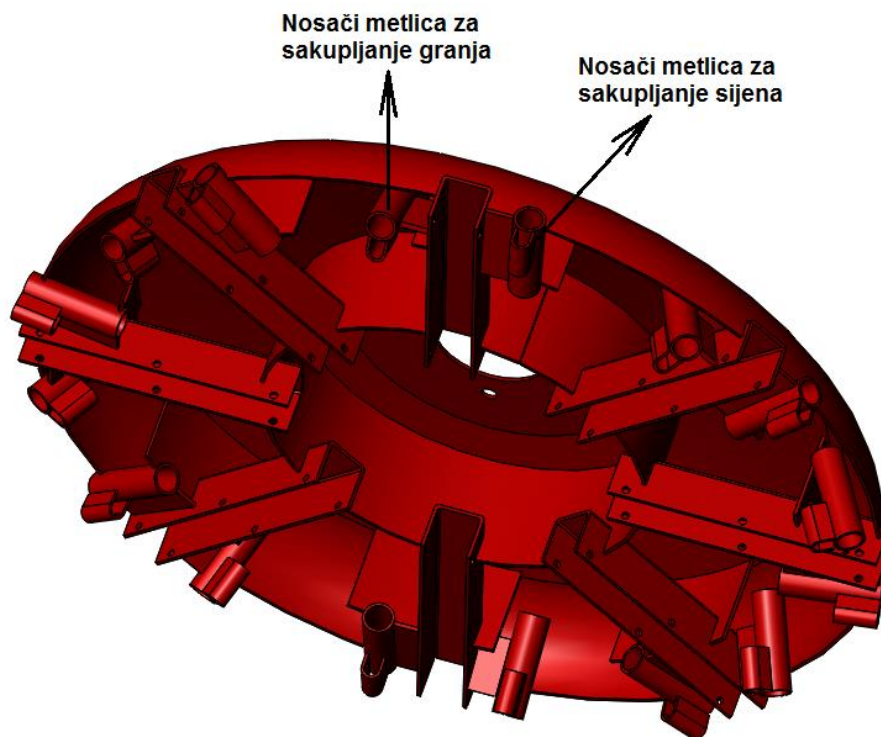
Budući da će se stroj plasirati na tržište u dvije izvedbe u odnosu na cijenu, omogućena je promjena radne širine i bez hidrauličkih cilindara. U tom slučaju operater ručno mijenja radnu širinu i radni položaj stroja (više o ovoj mogućnosti slijedi u nastavku). Sve navedene komponente pomoću svornjaka spojene su sa nosivom konstrukcijom. Nosiva konstrukcija spaja traktorski priključak sa trozglobnom poteznicom traktora.

10.2. Rotorajuća glava

Pogon rotirajuće glave je hidromotor kojeg pogoni hidraulička pumpa. Preko klinastog remena snaga sa hidromotora i pogonske remenice prenosi se na gonjenu remenicu (Slika 58.). Između gonjene remenice i ploče sa vijcima je pričvršćen rotacijski nosač rotirajuće glave. Rotacijski nosač i gonjena remenica zajedno su uležišteni sa kugličnim ležajevima unutar predviđenog uležištenja.

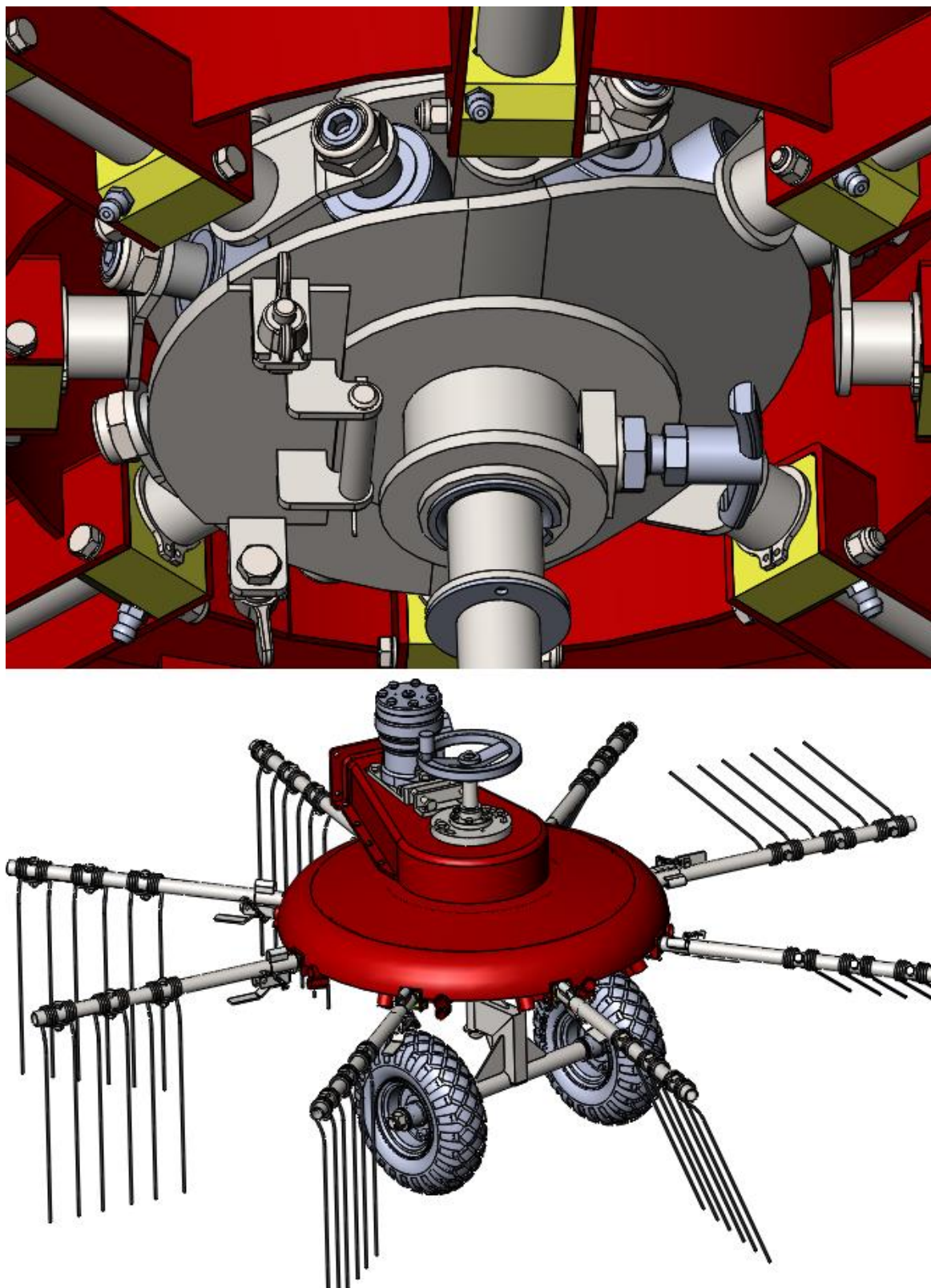


Slika 58. Presjek rotirajuće glave

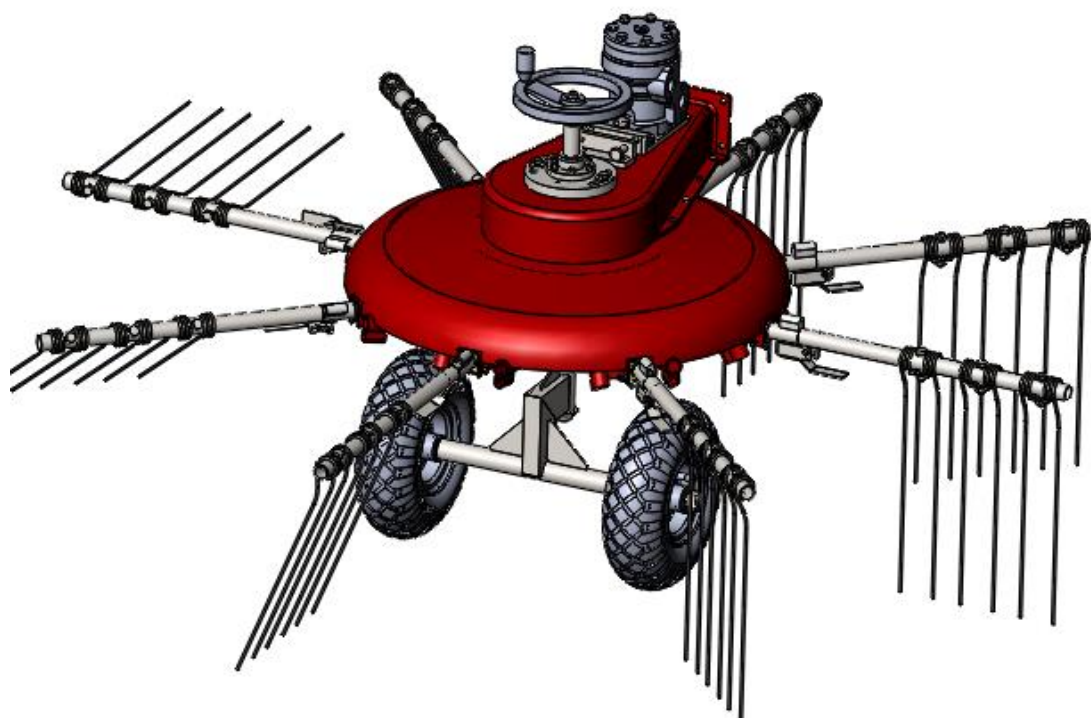
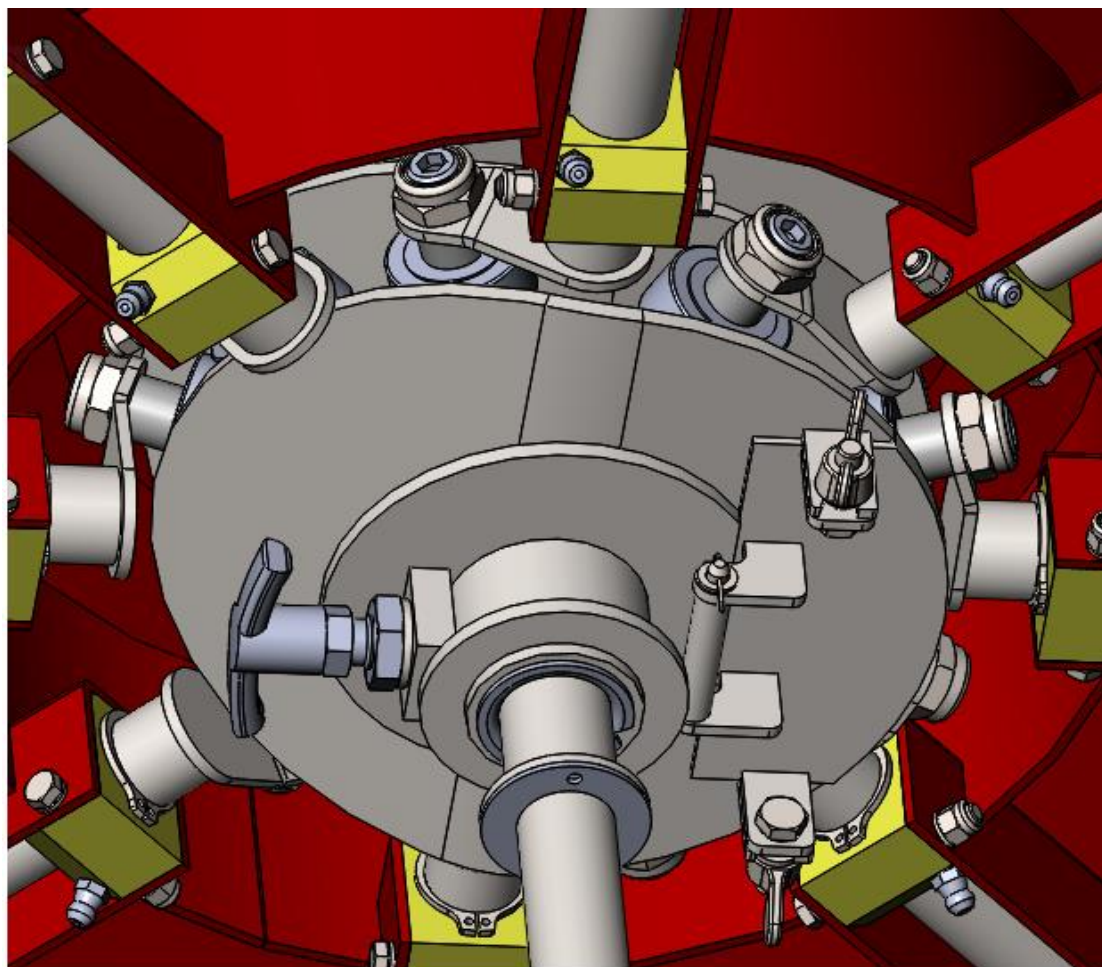


Slika 59. Rotacijski nosač metlica

Na rotacijskom nosaču nalaze se metlice. Metlice za sakupljanje sijena osim što rotiraju zajedno sa rotacijskim nosačem dodatno se zakreću oko svoje osi unutar posebno konstruiranih kliznih ležajeva. Dodatna rotacija metlica omogućuje njihovo podizanje a time i izlaženje sijena iz zahvata. Kada ne bi bilo moguće dodatno zakretanje metlica za sakupljanje sijena stroj bi nekontrolirano razbacivao sijeno. Ovim konstrukcijskim rješenjem sijeno se uvijek nalazi u sredini radne širine zadanog radnog položaja stroja uz uvjet da se rotirajuće glave rotiraju u suprotnim smjerovima. Zakretanje metlica omogućeno je pomoću kotačića tj. ležajeva koji su montirani na točno definiranom kraku te prate geometriju profilne krivulje (Slika 60.). Profilna krivulja miruje i nalazi se u odabranom položaju. Odabirom položaja profilne krivulje definira se strana na kojoj će rotirajuća glava sakupljati sijeno (Slika 60.). Na rotacijski nosač mogu se postaviti i metlice za razbacivanje sijena ili sakupljanja granja (Slika 59. Rotacijski nosač metlica 59.). Detaljan opis tipova metlica slijedi u poglavlju 10.5. Sklop rotacijske glave preko trapeznog vretena oslonjen je na podvozje. Okretanjem ručice trapeznog vretena dolazi do pomicanja trapeznog vretena unutar trapezne matice i podizanja odnosno spuštanja rotirajuće glave. Na taj način omogućena je promjena radne visine stroja.

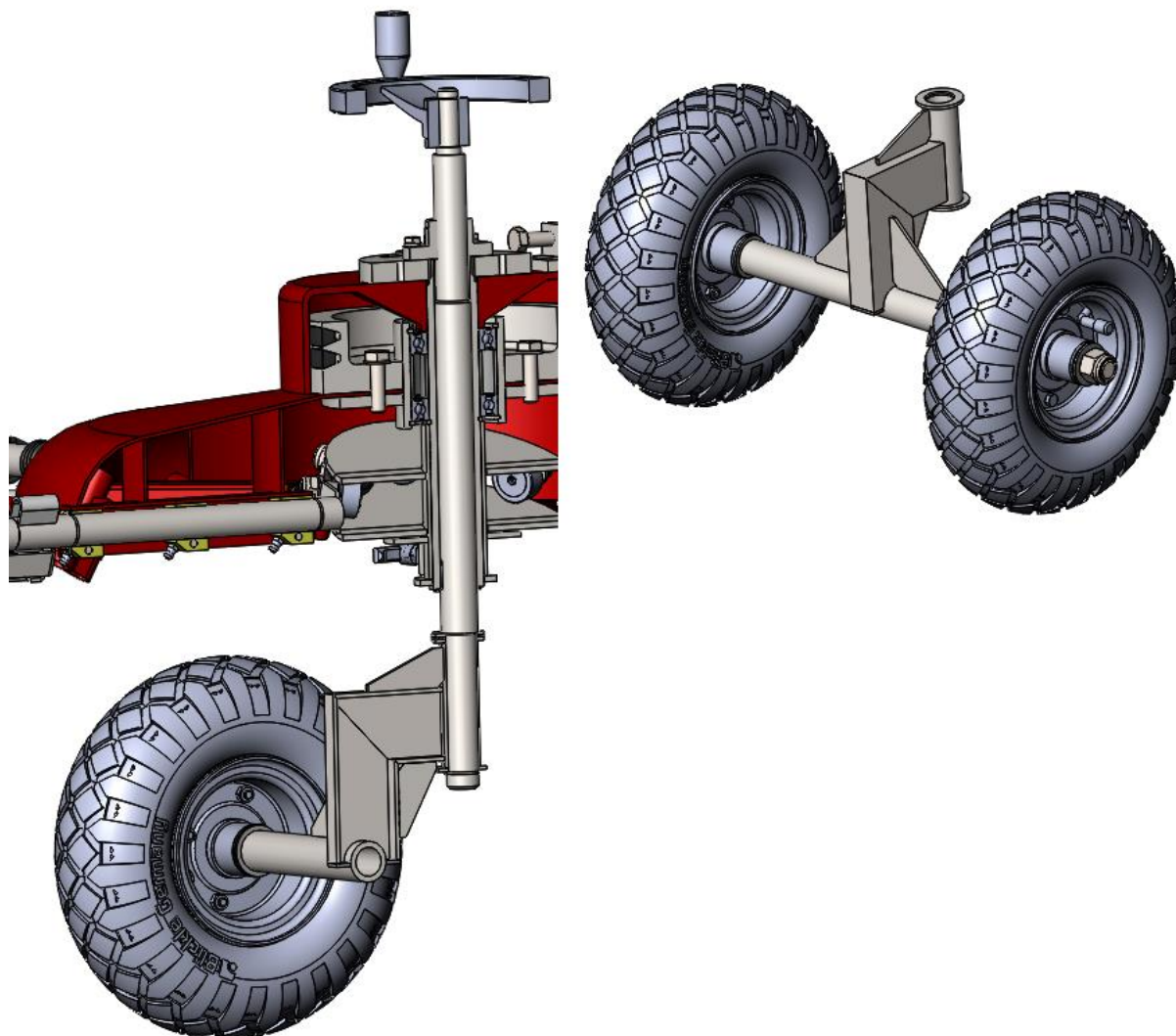


Slika 60. Položaj profilne krivulje za podizanje metlica sa desne strane



Slika 61. Položaj profilne krivulje za podizanje metlica sa lijeve strane

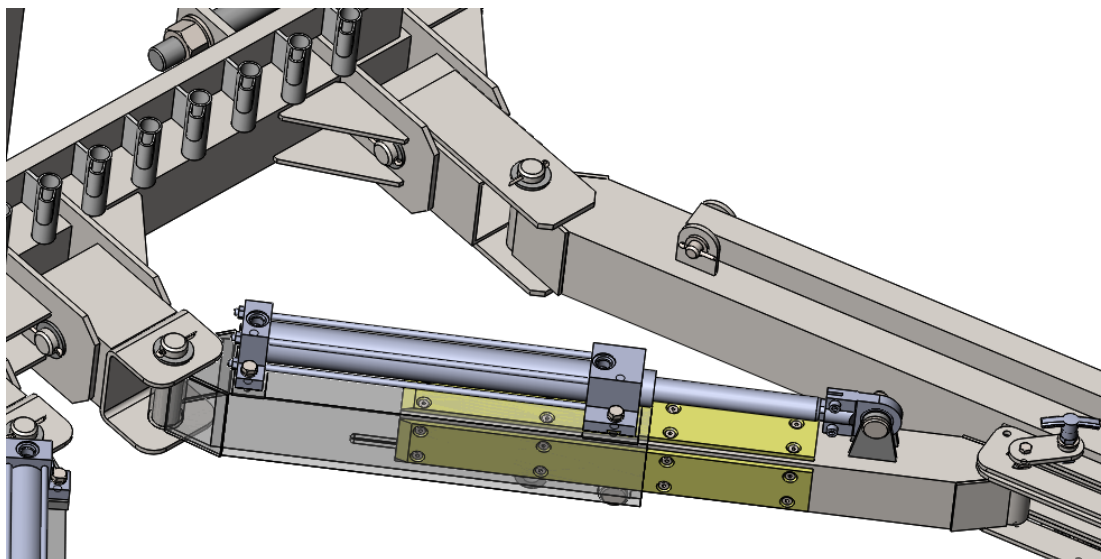
10.3. Podvozje



Slika 62. Podvozje sa kotačima

Na slici 62. prikazano je podvozje sa kotačima. Podvozje je pričvršćeno za šipku trapeznog vretena oko koje može slobodno rotirati. Kako bi kotači podvozja mogli pratiti promjenu smjera kretanja traktora osovina kotača je udaljena za određeni krak od osi rotacije podvozja.

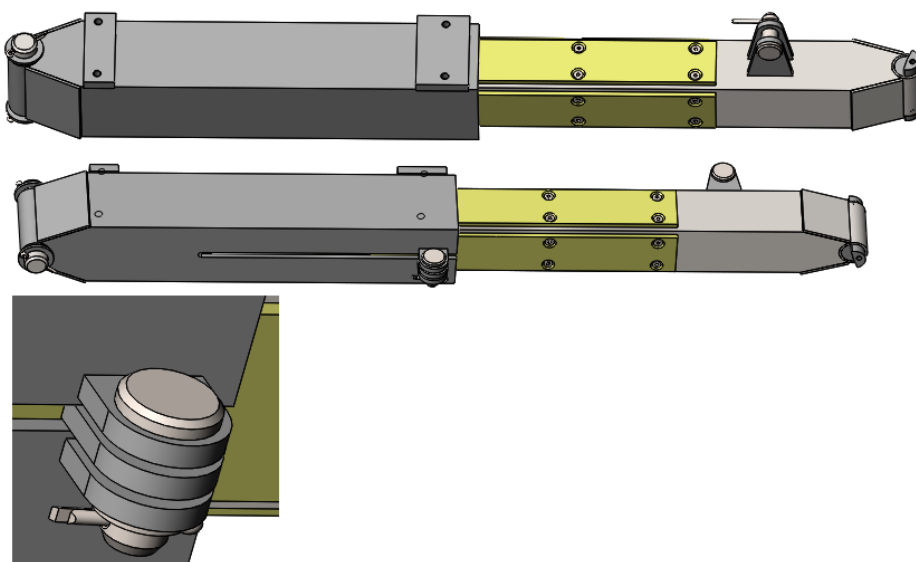
10.4. Teleskopske cijevi



Slika 63. Teleskopska cijev sa dvoradnim hidrauličkim cilindrom

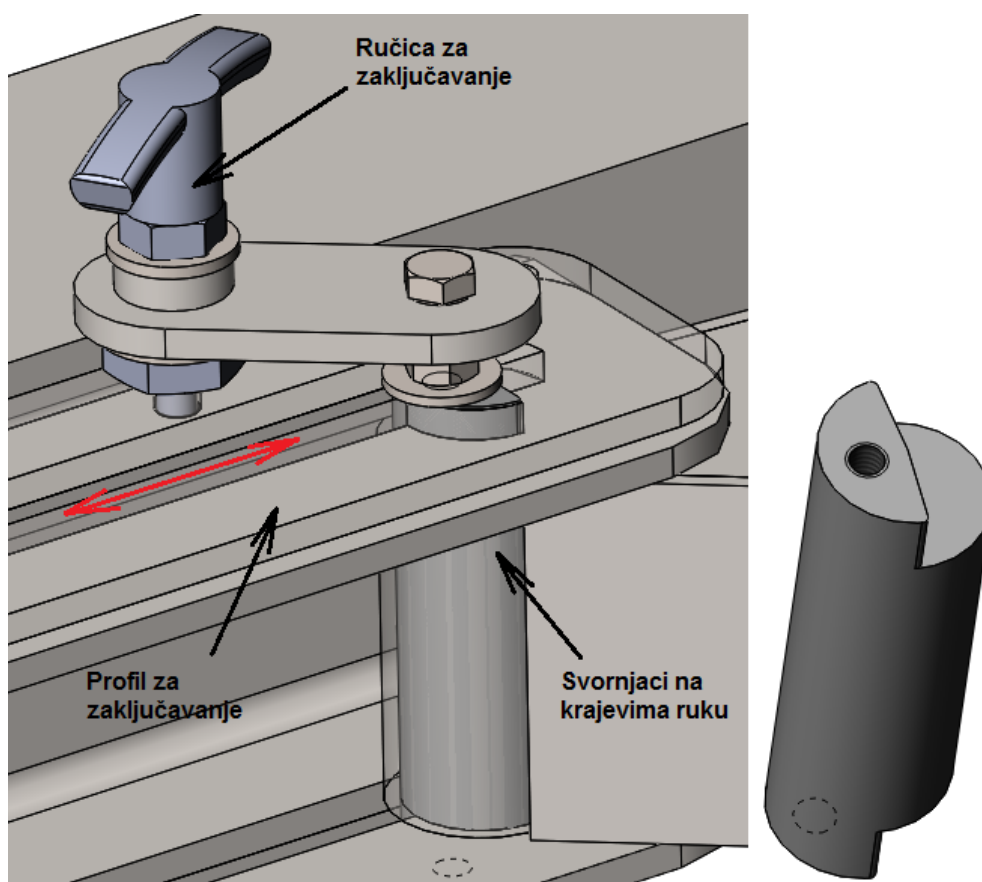
Kao što je već opisano na početku ovog poglavlja teleskopske cijevi omogućuju promjenu radne širine odnosno radnog položaja stroja. Za vanjsku cijev vijcima je pričvršćen hidraulički cilindar, dok se na unutarnjoj cijevi nalazi prihvat klipnjače hidrauličkog cilindra. Teflonske trake na unutarnjoj cijevi osiguravaju vođenje.

10.4.1. Promjena radne širine bez hidrauličkog cilindra



Slika 64. Blokirane teleskopske cijevi

Na slici 64. prikazana je jeftinija izvedba stroja bez hidrauličkih cilindara za promjenu radne širine i položaja stroja. U ovoj izvedbi teleskopske ruke su blokirane umetanjem svornjaka. Korisnik stroja ručnim pomicanje dohvatnih ruku mijenja radnu širinu i položaj stroja. Svornjaci za zaključavanje na krajevima sada blokiranih dohvatnih ruku pomiču se unutar izrezanog profila prethodno savinutog lima. Osiguravanje položaja svornjaka ostvaruje se pomoću ručice za zaključavanje (Slika 65)



Slika 65. Osiguranje položaja dohvatnih ruku

Zbog boljeg razumijevanja, ostvarivanje različitih radnih položaja bez hidrauličkih cilindara opisano je u poglavlju 10.5.2 za funkciju sakupljanja sijena.

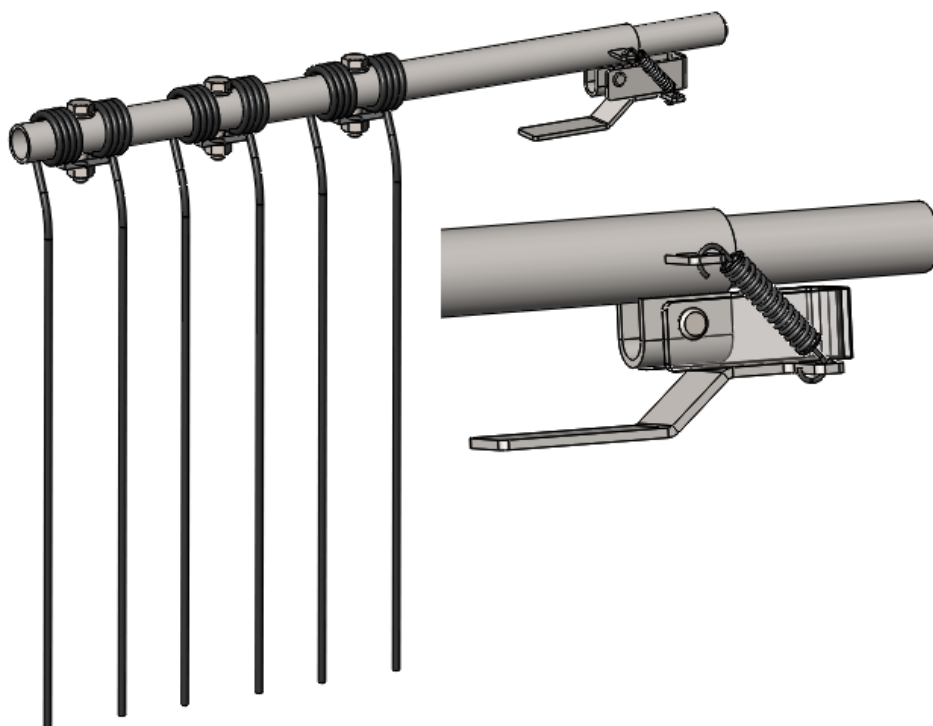
10.5. Funkcije traktorskog priključka

10.5.1. Tipovi metlica za različite funkcije stroja

Pri svakoj radnoj funkciji traktorski priključak koristi tip metlice za tu funkciju. Tako postoji tri tipa metlica. Metlice za sakupljanje sijena, metlice za okretanje sijena i konačno metlice za sakupljanje granja.

10.5.1.1. Metlice za sakupljanje sijena

Kao što je već opisano u poglavlju 10.2 metlice za sakupljanje sijena zakreću se oko svoje osi budući da njihovi nosači slijede profilnu krivulju. Metlice se sastoje od cijevi na koje je postavljeno troje metlica i mehanizma sa oprugom za njihovo skidanje i postavljanje.



Slika 66. Metlice za sakupljanje sijena

10.5.1.2. Metlice za okretanje sijena

U odnosu na metlice za sakupljanje sijena metlice za okretanje sijena razlikuju se u broju metlica koje su vijcima pričvršćene na cijev i nosačima za montažu metlica (prema slici (59)). Iz slike (59) vidljivo je da su nosači metlica zavereni na rotirajući nosač, stoga se metlice prilikom okretanja sijena ne okreću oko svoje osi.



Slika 67. Metlica za okretanje sijena

10.5.1.3. Metlica za sakupljanje granja

Za razliku od prethodna dva navedena tipa metlica, metlice za sakupljanje granja sastoje se od polipropilenskih vlakana stegnutih pomoću obujmice. Montaža metlice ostvaruje se pomoću mehanizma sa oprugom i za njih predviđenih nosača prema slici (58)

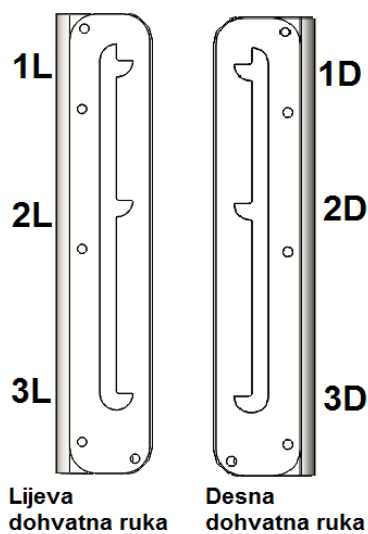


Slika 68. Metlica za sakupljanje granja

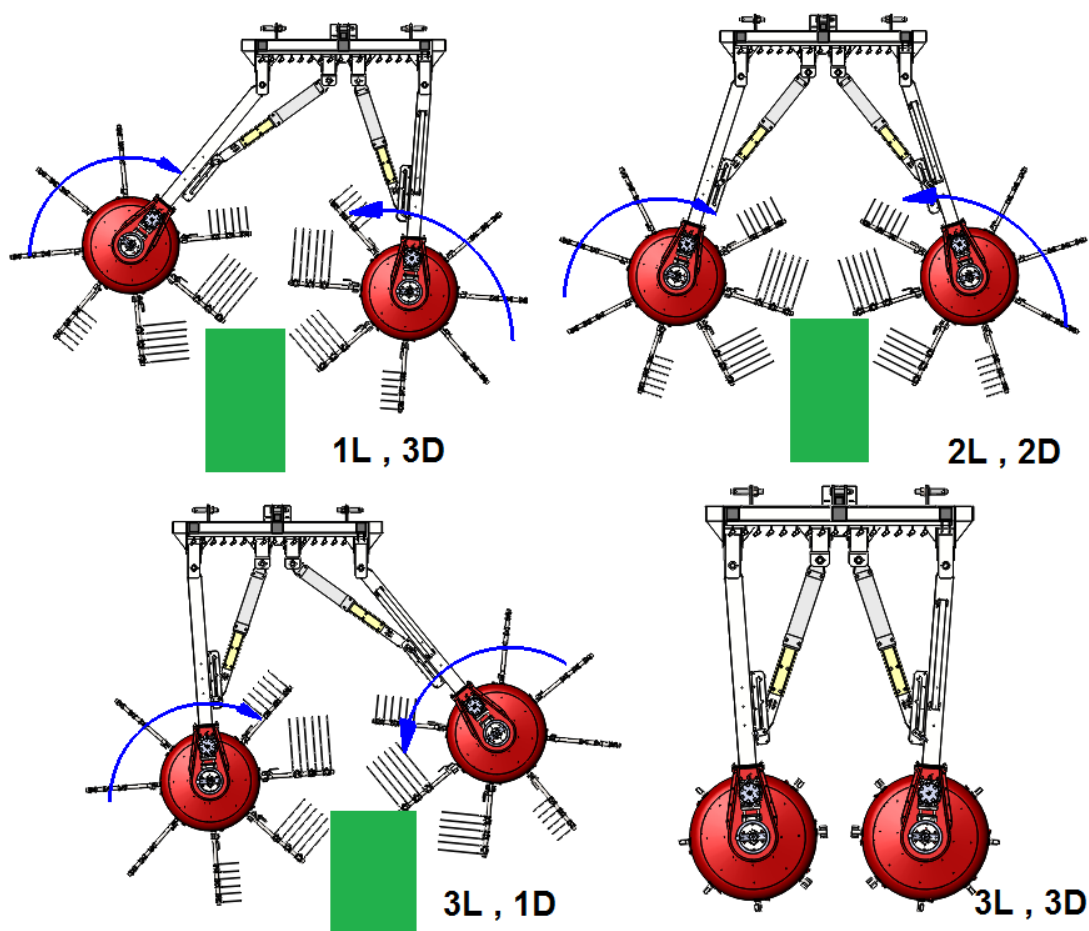
10.5.2. Funkcija sakupljanja sijena

Prilikom sakupljanja sijena traktorski priključak se spaja na stražnju trozglobnu hidrauličku poteznicu. Stroj koristi odgovarajuće metlice opisane u prethodnom poglavlju. Hidromotori okreću rotirajuće glave u suprotnim smjerovima, dok se metlice uz pomoć profilne krivulje podižu i ostavljaju sijeno na sredini. Funkcija sakupljanja sijena opisana je za slučaj jeftinije izvedbe stroja bez hidrauličkih cilindara. Radni položaji stroja objašnjeni su prema položajima svornjaka unutar profila za zaključavanje za lijevu i desnu dohvatnu ruku. Mogući položaji za zaključavanje prikazani su na slici (69). Svaki položaj označen je brojem i slovom koje označava stranu stroja tj dohvatnu ruku.

Kombinacijom položaja svornjaka za zaključavanje ostvaruje se drugačiji radni položaj stroja tj. dohvatnih ruku.



Slika 69 Mogući položaji za zaključavanje



Slika 70. Radni položaji stroja s obzirom na kombinaciju položaja za zaključavanje

Položaj traktorskog priključka za sakupljanje sijena uz lijeve rubove pašnjaka 1L, 3D

Pri kombinaciji položaja za zaključavanje 1L, 3D traktorski priključak je u položaju pri kojem su dohvatne ruke zamaknute na lijevu stranu. U ovom položaju olakšan je postupak sakupljanja sijena uz lijeve rubove pašnjaka.

Položaj traktorskog priključka za sakupljanje sijena po sredini 2L, 2D

Pri kombinaciji položaja za zaključavanje 2L, 2D traktorski priključak je u položaju pri kojem su dohvatne ruke međusobno simetrične. Sakupljanje sijena vrši se po sredini.

Položaj traktorskog priključka za sakupljanje sijena uz desne rubove pašnjaka 3L, 1D

Analogno kombinaciji položaja za zaključavanje 1L, 3D, kombinacija položaja za zaključavanje 3L, 1D dovodi dohvatne ruke na desnu stranu, čime je olakšan postupak sakupljanja sijena uz desne rubove pašnjaka.

Položaj traktorskog priključka 3L, 3D (transportni položaj)

Pri kombinaciji položaja za zaključavanje 3L, 3D traktorski priključak je u transportnom položaju. Skidanjem metlica dodatno se smanjuje širina traktorskog priključka na 1,5 m čime je povećana sigurnost transporta. Detaljniji opis transportnog položaja slijedi u poglavlju 10.6

U svim radnim položajima ostvarena radna širina stroja iznosi $L = 3,2$ m čime je ispunjen uvjet ulaznog parametra sa početka konstrukcijske razrade.

NAPOMENA

Sve ostale moguće kombinacija položaja za zaključavanje nisu predviđene za funkciju sakupljanja sijena. Razlog tomu je preveliki razmak rotirajućih glava koje za ovo konstrukcijsko rješenje i ovu funkciju stroja uvijek sakupljaju sijeno u paru.

10.5.2.1. Funkcija sakupljanja sijena za izvedbu traktorskog priključka sa ugrađenim hidrauličkim cilindrima

Prilikom ugradnje hidrauličkih cilindara operater radnu širinu i radni položaj namješta pomoću za to predviđene upravljačke jedinice. Ugradnjom hidrauličkih cilindara moguće je ostvariti radnu širinu ali i sve radne položaje prikazane na slici 70.

NAPOMENA

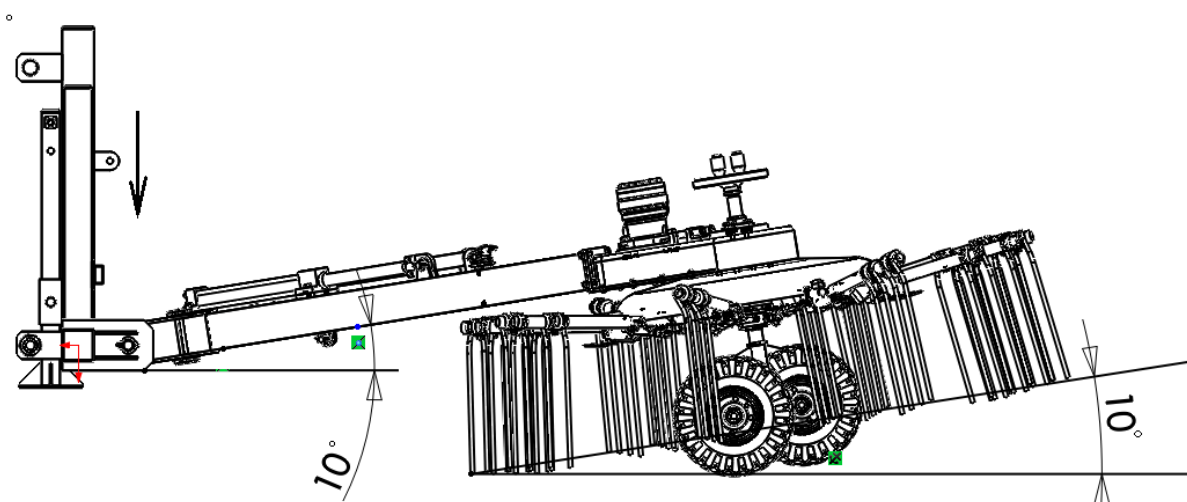
Prilikom ugradnje hidrauličkih cilindara operater je dužan ukloniti svornjake za blokiranje teleskopskih ruku.

Svornjaci za zaključavanje moraju biti postavljeni za kombinaciju položaja za zaključavanje 1L, 1D.

Prilikom upotrebe stroja operater mora voditi računa o međusobnom razmaku metlica rotirajućih glava, ali i o mogućim preprekama koje mogu dovesti u pitanje sigurnost operatera i stroja.

10.5.3. Funkcija okretanja sijena

Spuštanjem stražnje hidrauličke poteznice i podizanjem rotirajućih glava pomoću trapeznog vretena, traktorski priključak se dovodi u položaj za okretanje sijena. Budući da se rotirajuće glave u odnosu na podlogu nalaze pod kutem od 10° , sijeno zahvaćeno metlicama lakše izlazi iz njihova zahvata na suprotnoj strani. Smjerovi vrtnje hidromotora odnosno rotirajućih glava suprotni su prikazanim smjerovima na slici 70. Na rotirajućim glavama nalaze se metlice za okretanje sijena (poglavlje 10.5.1). Radni položaji za izvedbe stroja sa ili bez hidrauličkih cilindara za funkciju okretanja sijena u potpunosti su analogni prethodno opisanoj funkciji sakupljanja sijena.



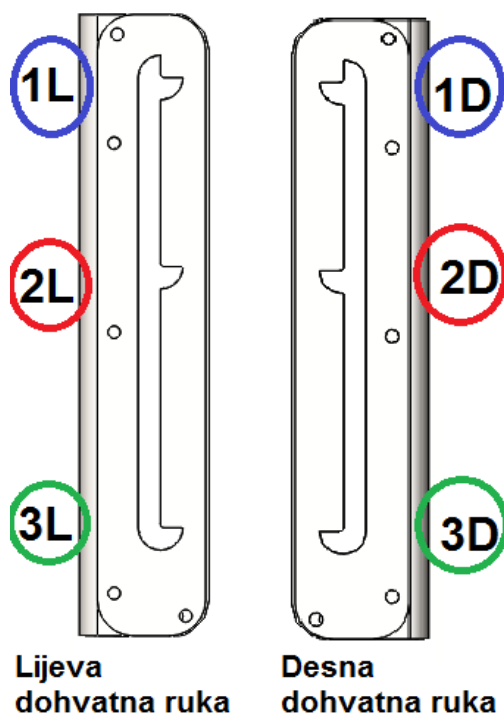
Slika 71. Stroj u položaju za okretanje sijena

10.5.4. Funkcija skupljanja granja

Prilikom obavljanja ove funkcije traktorski priključak za sakupljanje granja te sakupljanje i okretanje sijena spaja se na prednju trozglobnu hidrauličku poteznicu. Na stražnju hidrauličku poteznicu spaja se traktorski priključak za malčiranje koji usitnjava sakupljeno granje. Stroj koristi odgovarajuće metlice opisane u prethodnom poglavlju. Okretanjem ručice trapeznog vretena smanjuje se visina rotirajućih glava (Slika 74.). Rotirajuće metlice sada su bliže podlozi pa dolazi do njihove deformacije čime se postiže veća širina sakupljanja.

Smjerovi vrtnje hidromotora odnosno rotirajućih odgovaraju smjerovima prikazanim na slici 73. Ovim smjerovima vrtnje metlice sakupljaju granje na sredinu redova voćnjaka, vinograda ili maslinika čime je olakšano malčiranje

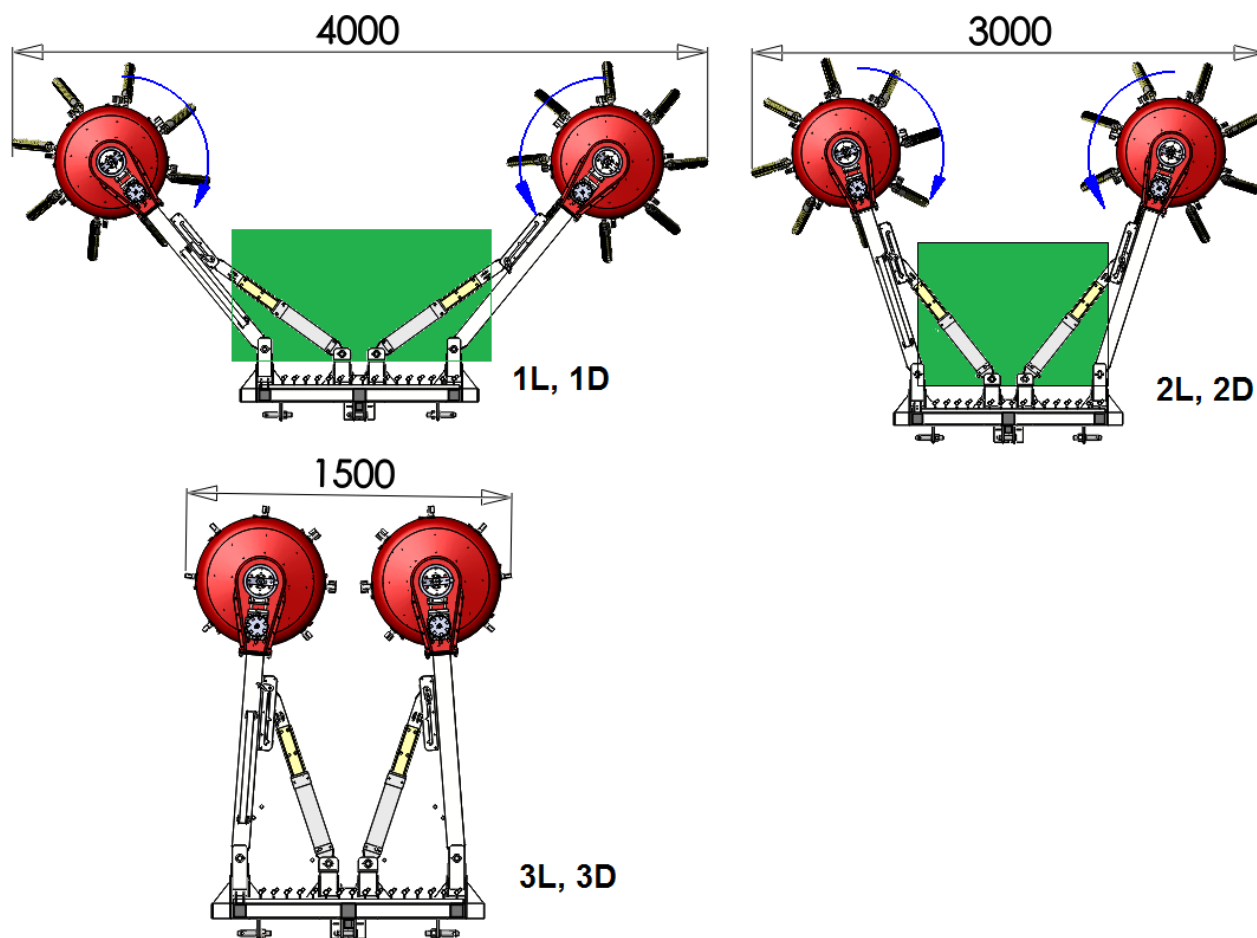
I za ovu funkciju, izvedbe stroja bez hidrauličkih cilindara objašnjene su prema položajima svornjaka unutar profila za zaključavanje za lijevu i desnu dohvatnu ruku (Slika 72.).



Slika 72. Mogući položaji za zaključavanje prilikom sakupljanja granja

Radna širina za sakupljanje granja pri položaju svornjaka za zaključavanje 1L, 1D

Ovom kombinacijom položaja svornjaka postiže se najveća radna širina u iznosu od 4 m. Ova radna širina koristi se za nasade jabuke, kruške, breskve i trešnje (Tablica 1.), ali i kod superintenzivnih i intenzivnih nasada maslina (Tablica 2. Tip nasada i razmak sadnje 2.)



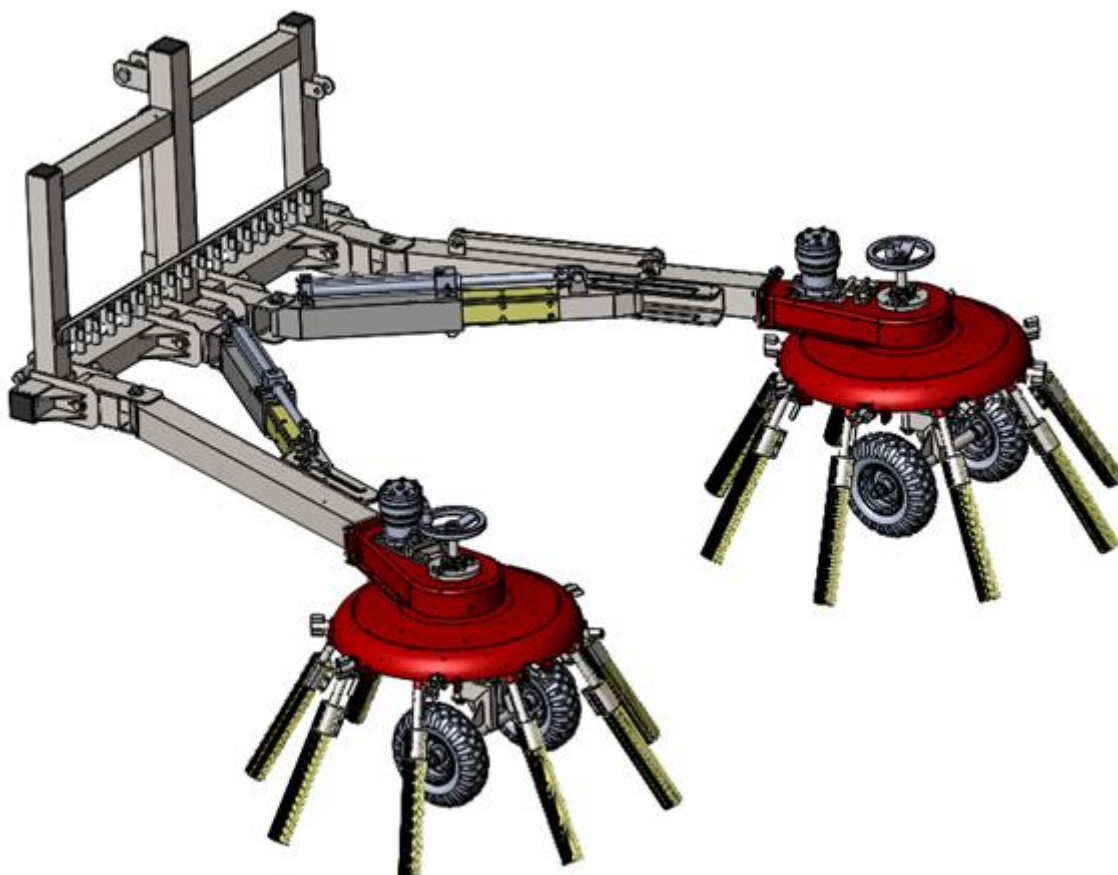
Slika 73. Radna širina stroja pri sakupljanju granja s obzirom na kombinaciju položaja za zaključavanje

Radna širina za sakupljanje granja pri položaju svornjaka za zaključavanje **2L, 2D**

Ovom kombinacijom položaja svornjaka za zaključavanje postiže se radna širina u iznosu od 3 m. Ova radna širina može se koristiti za razmake sadnje nasada od 3m prema tablici 1.

Transportna širina pri položaju za zaključavanje **3L, 3D**

Pri kombinaciji položaja za zaključavanje 3L, 3D traktorski priključak je u transportnom položaju kao što je to već objašnjeno na primjeru funkcije sakupljanja sijena.



Slika 74. CAD model traktorskog priključka sa metlicama za sakupljanje granja

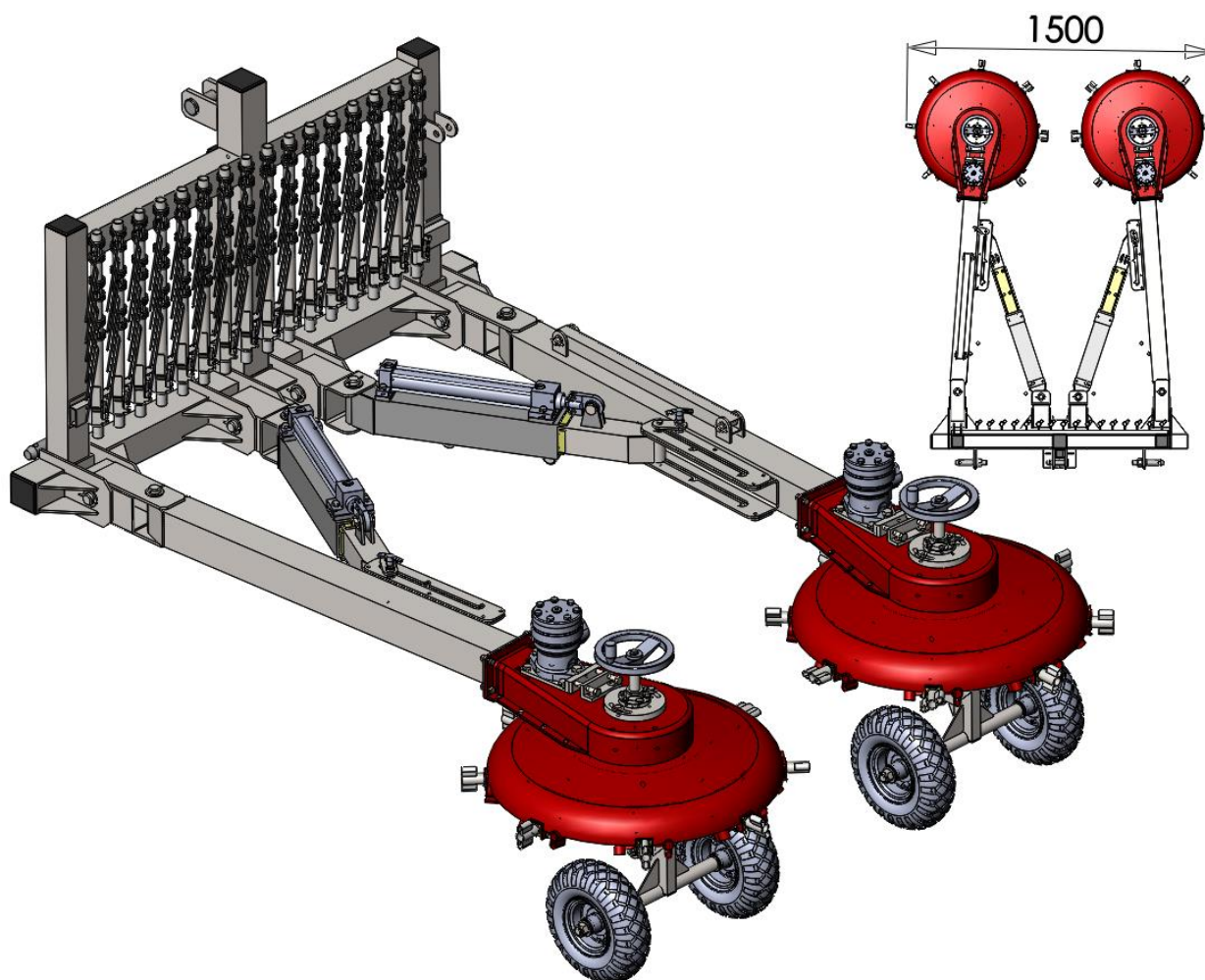
NAPOMENA

Sve ostale kombinacija položaja za zaključavanje nisu predviđena za funkciju sakupljanja granja.

10.5.4.1. Funkcija sakupljanja granja za izvedbu traktorskog priključka sa ugrađenim hidrauličkim cilindrima

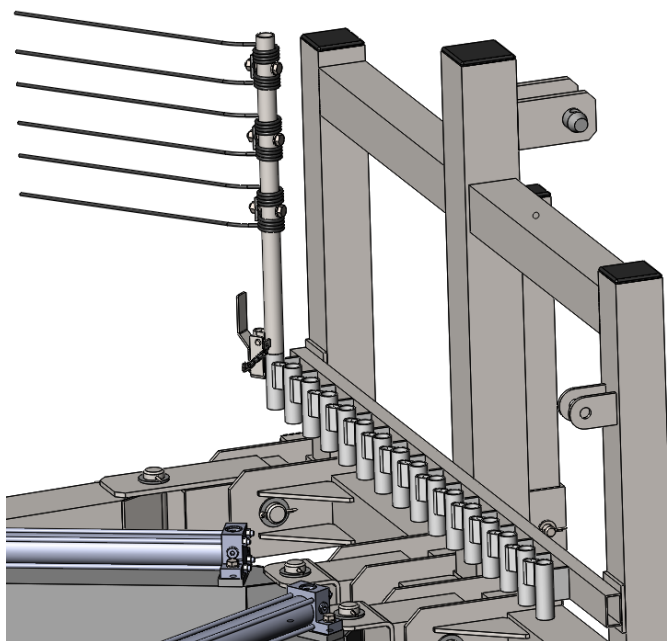
Ugradnjom hidrauličkih cilindara moguće je ostvariti veći raspon radnih širina od 2 do 4m čime je obuhvaćen veći broj voćnih vrsta s obzirom na podlogu i uzgoni oblik (Tablica 1.). Osim navedenih voćnih vrsta ugradnjom hidrauličkih cilindara stroj se može koristiti i za sakupljanje granja nakon rezidbe vinograda ili maslinika.

10.6. Transportni položaj



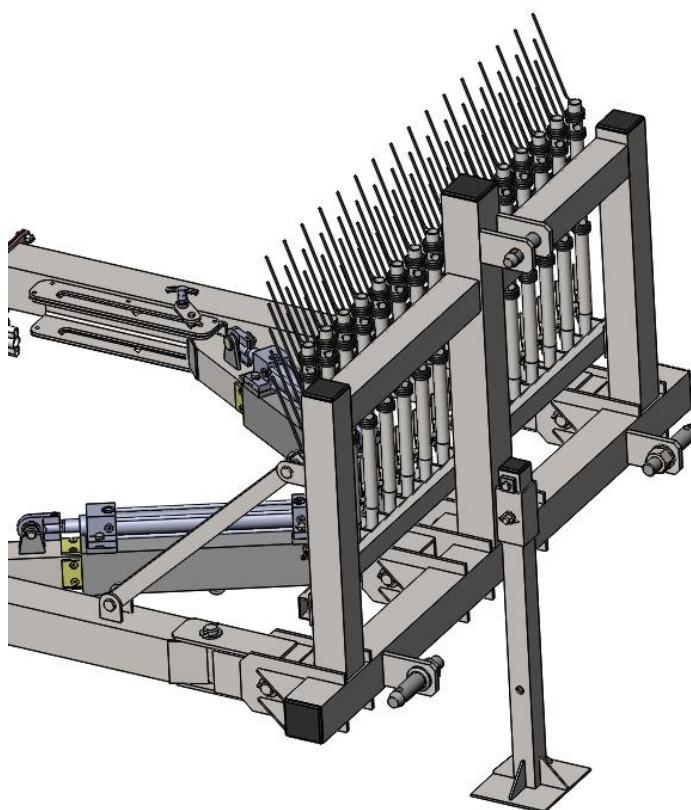
Slika 75. Traktorski priključak za sakupljanje granja i sijena u transportnom položaju

Budući da stroj svojim dimenzijama prilikom transporta mora zadovoljavati zakonske propise na temelju kojih je maksimalna dopuštena širina vozila 2,55 m (Tablica 10.), korisnik je prije transporta dužan skupiti dohvatne ruke i skinuti metlice sa rotirajućih glava. Skinute metlice postavljaju se za njih predviđene nosače na nosivoj konstrukciji (Slika 76.). Skidanjem metlica sa rotirajućih glava maksimalna širina traktorskog priključka za sakupljanje granja te sakupljanje i okretanje sijena iznosi 1,5m. Usporedbom izmjerene vrijednosti sa vrijednostima dopuštenih dimenzija teretnih vozila u europskoj prema tablici 10. može se zaključiti da dimenzije stroja zadovoljavaju dopuštene širine teretnih vozila svih europskih zemalja.



Slika 76. Nosači metlica za transportni položaj stroja

10.7. Spajanje traktorskog priključka na traktor



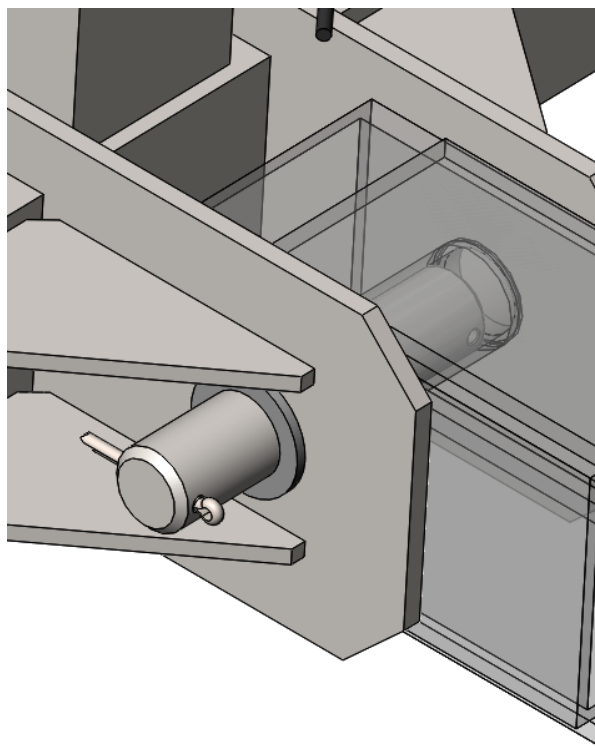
Slika 77. Nosiva konstrukcija za prihvat u tri točke

Slika 77. prikazuje nosivu konstrukciju za prihvat u tri točke. Dimenzije prihvatnih mjesta odgovaraju drugoj kategoriji traktora u odnosu na snagu priključnog vrtila prema standardu (ISO 730-1:1994) (Tablica 6.) (Slika 19.). Budući da dimenzije stražnjih prihvatnih mjesta odgovaraju dimenzijama prednjih prihvatnih mjesta prednje hidrauličke poteznice prema standardu (ISO 8759-2:1985), moguće je spajanje traktorskog priključka sa prednje i stražnje strane.

Prilikom spajanja traktorskog priključka na traktor, traktorski priključak je oslonjen na nosivi stup koji je u izvučenom položaju. Osim nosivog stupa pomična ukruta na lijevoj dohvatnoj ruci osigurava nosivu konstrukciju od prevrtanja.

10.8. Rastavljanje traktorskog priključka za vrijeme mirovanja

Glavni sklopovi stroja međusobno su povezani svornjacima. Svornjaci omogućuju jednostavno rastavljanje stroja kada se on nalazi izvan uporabe. U takvom rastavljenom stanju stroj zauzima manji prostor unutar spremišta.



Slika 78. Mjesto spoja

11. Zaključak

Da bi se dobio bolji i kvalitetniji urod voća potrebno je vršiti rezidbu. Produkt rezidbe su odrezane grane koje je potrebno zbrinuti. Sukladno tome da bi se dobila bolja kvaliteta sijena, sijeno je potrebno pravovremeno okretati i u konačnici sakupljati. Budući da ova dva procesa imaju dodirnih točaka ovim radom izrađeno je konstrukcijsko rješenje višenamjenskog traktorskog priključka s funkcijama sakupljanja granja te sakupljanja i okretanja sijena. Dano rješenje osim što omogućuje sve tri radne funkcije također može omogućiti prilagodbu radne širine s obzirom na podlogu voćnu vrstu i uzgojni oblik. Tokom koncipiranja a kasnije i konstrukcijske razrade ostvarena je dodatna mogućnost prilagodbe radnog položaja pri sakupljanju ili okretanju sijena uz rubove pašnjaka.

Osim navedenog stroj je napravljen u dvije izvedbe, sa ili bez hidrauličkih cilindara. Obje izvedbe ostvaruju iste mogućnosti ali uz različit angažman samog operatera. Glavni razlog izrade dvije izvedbe je cijena. Kupac ovisno o svojim mogućnostima ali i potrebama može odlučiti koju izvedbu želi.

Prijenos snage odnosno okretnog momenta sa hidrauličke pumpe od hidromotora ostvaruje se pomoću hidrauličke tekućine. Snaga sa hidromotora preko remenskog prijenosa prenosi se na rotirajuće glave koje vrše sakupljanje sijena.

Tijekom izrade konstrukcijskog rješenja napravljen je proračun hidrauličkih komponenti tj. proračun toka snage od hidrauličke pumpe sve do rotirajućih metlica. Osim navedenog proračunata je čvrstoća svih kritičnih mjesta koja dovode u pitanje sigurnost stroja. Zbog kompleksnosti rada postoji još prostora za dodatna poboljšanja. Ugradnjom vitla na nosivu konstrukciju omogućilo bi se podizanje dohvatnih ruku. Ovom nadogradnjom bio bi olakšan transport. Osim navednog treba težiti dodatnom povećanju radne širine s ciljem povećanja učinkovitosti stroja. Optimiranjem konstrukcije može se smanjiti masa s ciljem smanjenja potrošnje goriva.

Ovakav traktorski priključak našao bi svoju primjenu prvenstveno na malim obiteljskim gospodarstvima koja se osim voćarstva bave i uzgojem stoke.

12. LITERATURA

- [1] <http://www.gospodarski.hr/Publication/2013/5/izbor-podloga-vonih-vrsta/7776#.WDF6BX3kWZM>
- [2] http://pinova.hr/hr_HR/baza-znanja/vocarstvo/agrotehnika-vocnjaka/odredivanje-razmaka-sadnje-vocaka
- [3] http://pinova.hr/hr_HR/baza-znanja/vinogradarstvo/agrotehnika-vinograda/odabir-razmaka-sadnje-trsova
- [4] <http://www.agroklub.com/sortna-lista/voce/maslina-18/>
- [5] <http://www.rinieri.com/>
- [6] http://www.fcrfancelli.it/index.php?option=com_content&task=view&id=9&Itemid=8
- [7] <http://www.enorossi.it/>
- [8] Milan M. Vojnović., Pogonski motori i traktori.,
- [9] Robert Z., Košutić S., Kovačev I., Zimmer D., Integralna tehnika obrade tla i sjetve, Sveučilište Josipa Jurja Strossmayera u Osijeku, Poljoprivredni fakultet u Osijeku
- [10] ASAE S217.12 DEC01 (ISO+730-1:1994) Three-Point Free-Link Attachment for Hitching Implementsto Agricultural Wheel Tractors
- [11] ASAE *S513 FEB03 (ISO 8759/2-1985) Agricultural Wheeled Tractors— Front-Mounted Linkage
- [12] <http://www.novocommerce.hr/john-deere/traktori/5g-special-serija-traktora/>
- [13] <http://www.fendt.com>
- [14] <http://www.ms-hydraulic.com/index.php?lang=en>
- [15] Siminiati D., Uljna hidraulika, Sveučilište u Rijeci, Tehnički fakultet Rijeka
- [16] <https://www.boschrexroth.com>
- [17] Katalog SKF „Power Transmissions belts“ raspoloživo na: <http://www.skf.com/group/products/power-transmission/belts/index.html>
- [18] Križan B., Osnove proračuna i oblikovanja konstrukcijskih elemenata, Sveučilište u rijeci, Tehnički fakultet Rijeka
- [19] Kraut B., Krautov strojarski priručnik, Sajema
- [20] <http://www.seeger-orbis.com/>
- [21] <http://www.skf.com>

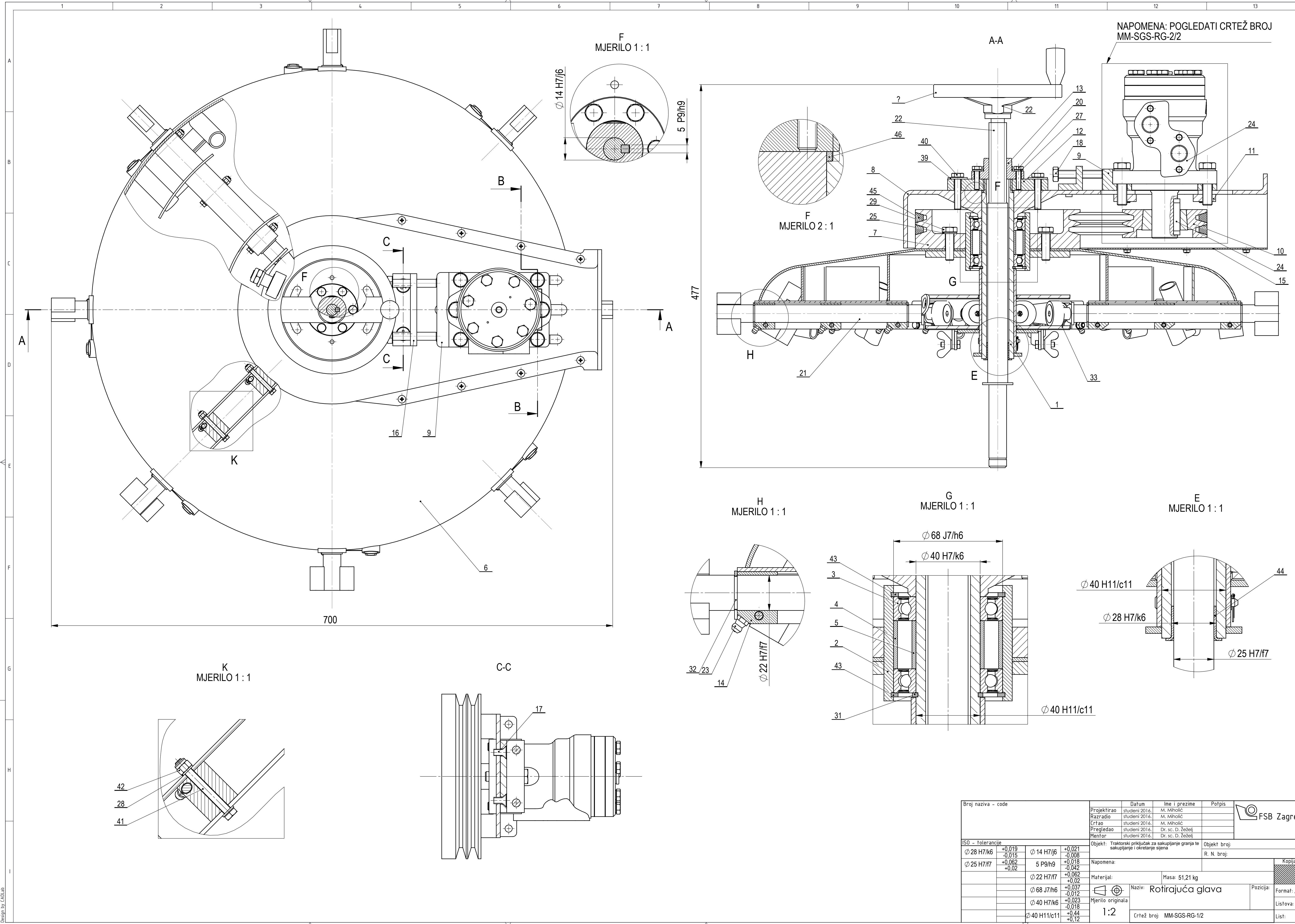
[22] Karl-Heinz Desker., ELEMENTI STROJEVA, Drugo popravljeno izdanje, Tehnička knjiga Zagreb

[23] <http://tahografi.com.hr>

13. PRILOZI

1. Tehnička dokumentacija
2. CD - R





NAPOMENA: POGLEDATI CRTEŽ BROJ
MM-SGS-RG-2/2

A-A

F
MJERILO 1:1

F
MJERILO 2:1

H
MJERILO 1:1

G
MJERILO 1:1

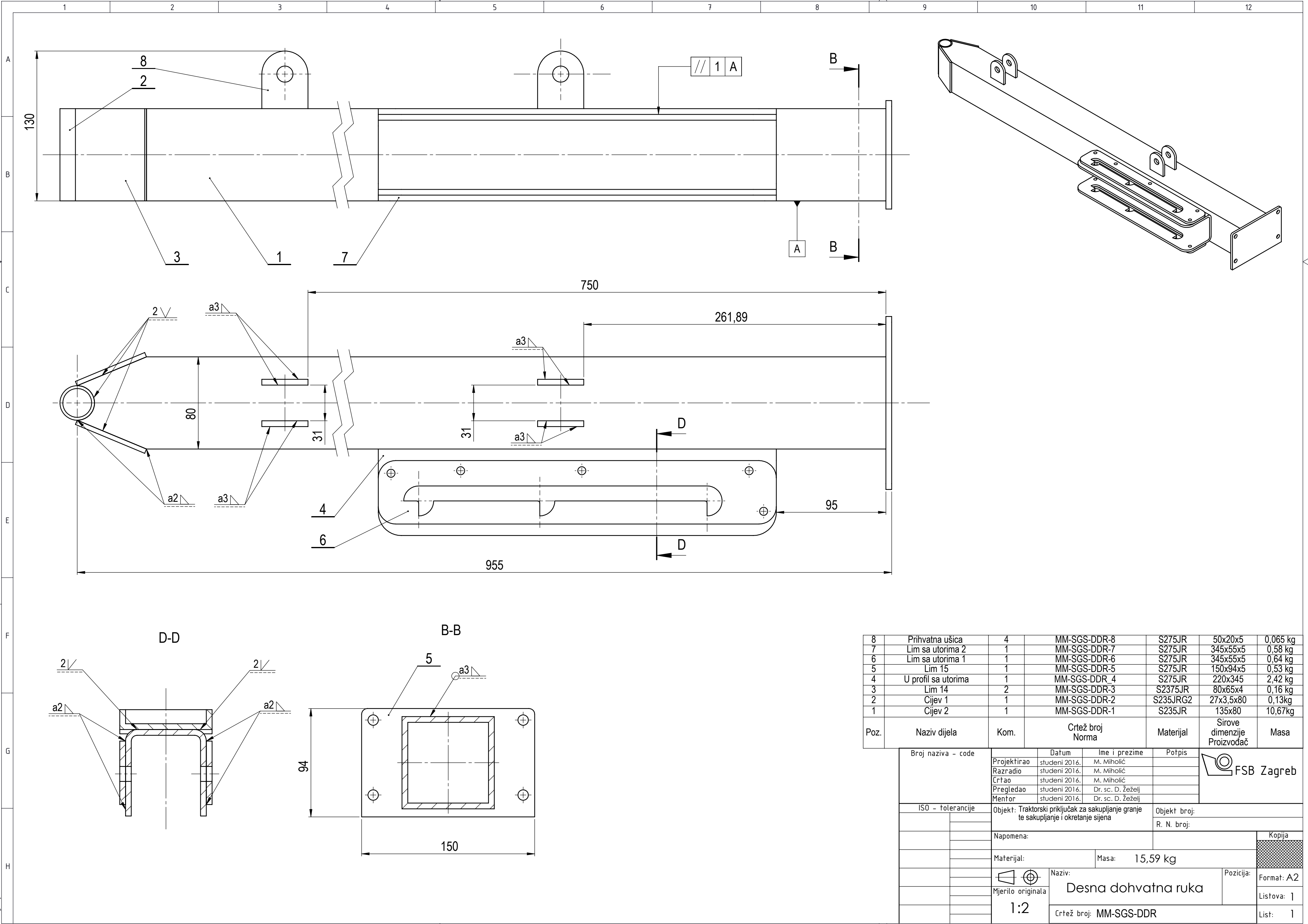
E
MJERILO 1:1

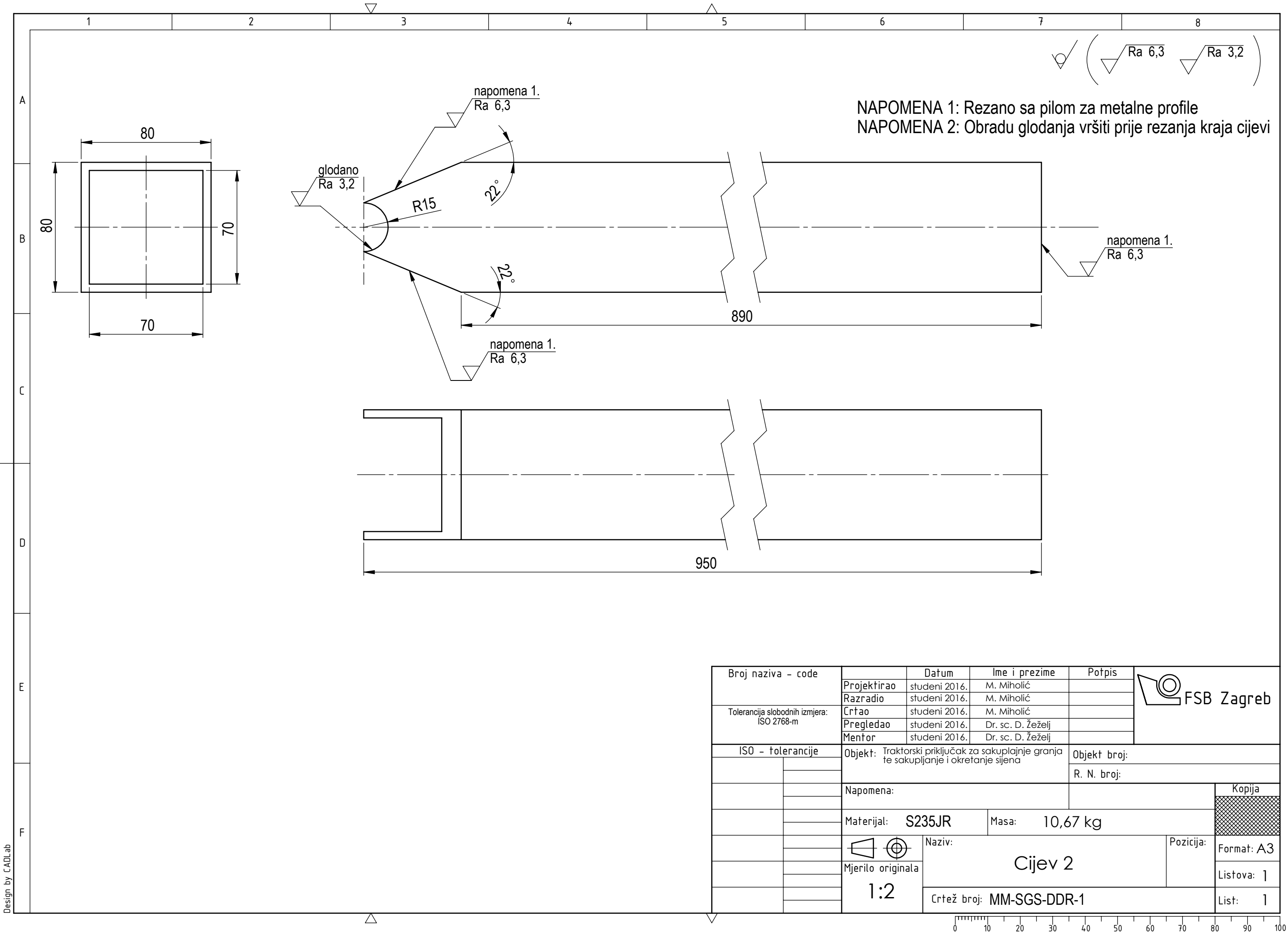
K
MJERILO 1:1

C-C

FSB Zagreb

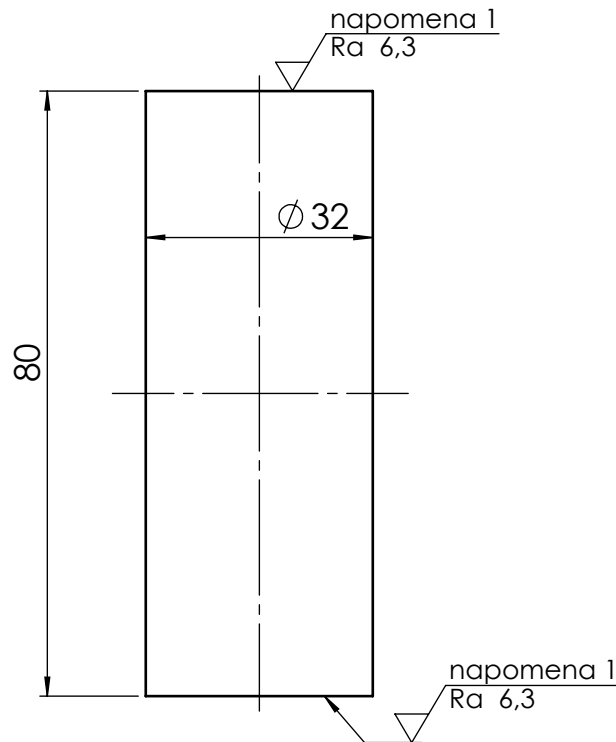
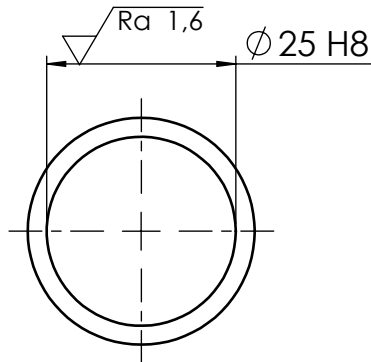
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	Kopija
Projektirao		studenj 2016.	M. Miholić		
Razradio		studenj 2016.	M. Miholić		
Čitao		studenj 2016.	M. Miholić		
Pregledao		studenj 2016.	Dr. sc. D. Žeželj		
Mentor		studenj 2016.	Dr. sc. D. Žeželj		
ISO - tolerancije		Objekt: Traktorski priključak za sakupljanje granja te sakupljanje i okretanje sijena			Objekt broj:
$\varnothing 28\ H7/k6$	$+0.019$ -0.015	$\varnothing 14\ H7/j6$	$+0.021$ -0.008	R. N. broj:	
$\varnothing 25\ H7/f7$	$+0.062$ $+0.02$	5 P9/h9	$+0.018$ -0.042	Napomena:	
		$\varnothing 22\ H7/f7$	$+0.062$ $+0.02$	Materijal:	
		$\varnothing 68\ J7/h6$	$+0.037$ -0.012	Masa: 51,21 kg	
		$\varnothing 40\ H7/k6$	$+0.023$ -0.018	Naziv: Rotirajuća glava	
		$\varnothing 40\ H11/c11$	$+0.44$ $+0.12$	Mjerilo originala	
		1:2			Pozicija:
		Crtež broj: MM-SGS-RG-1/2			Format: A1
					Listova: 2
					List: 1




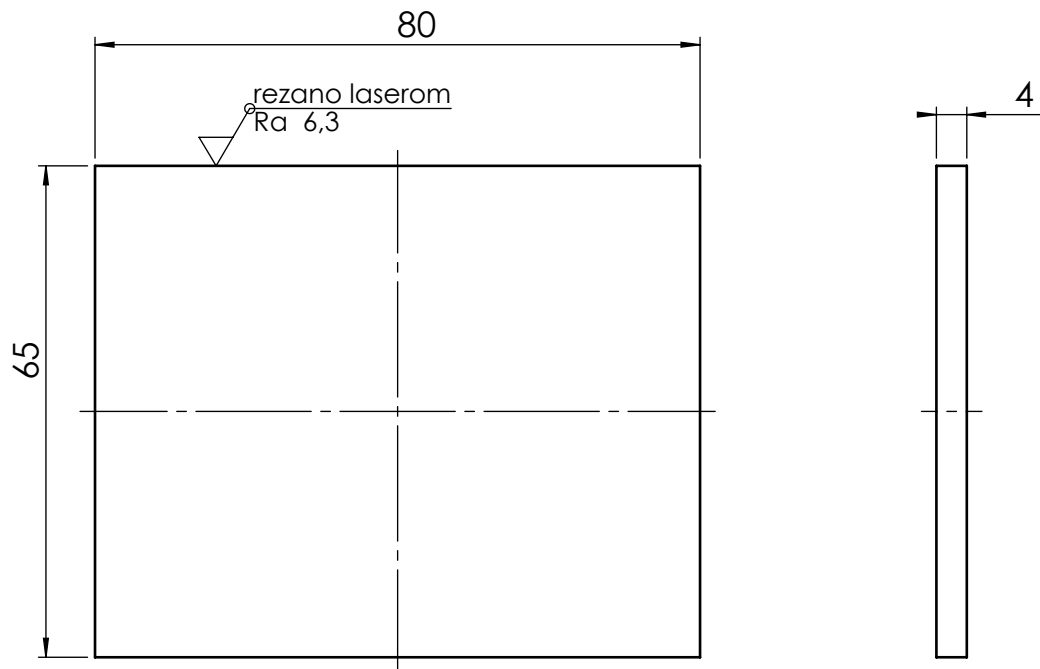
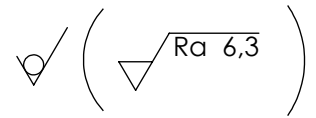



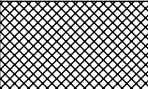
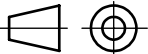
✓ (✓ Ra 1,6 ✓ Ra 6,3)

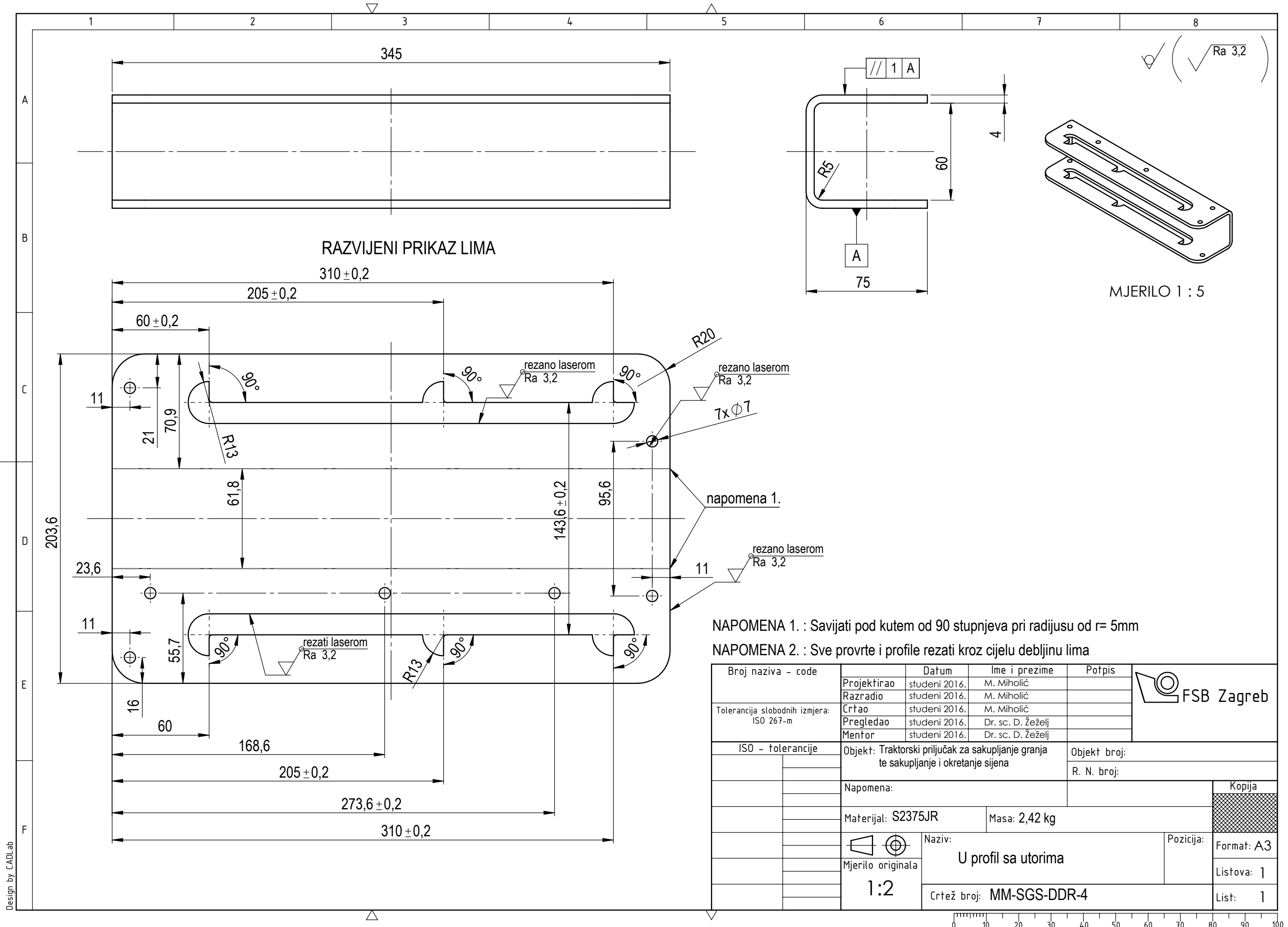
Napomena 1: Rezano pilom za metalne profile



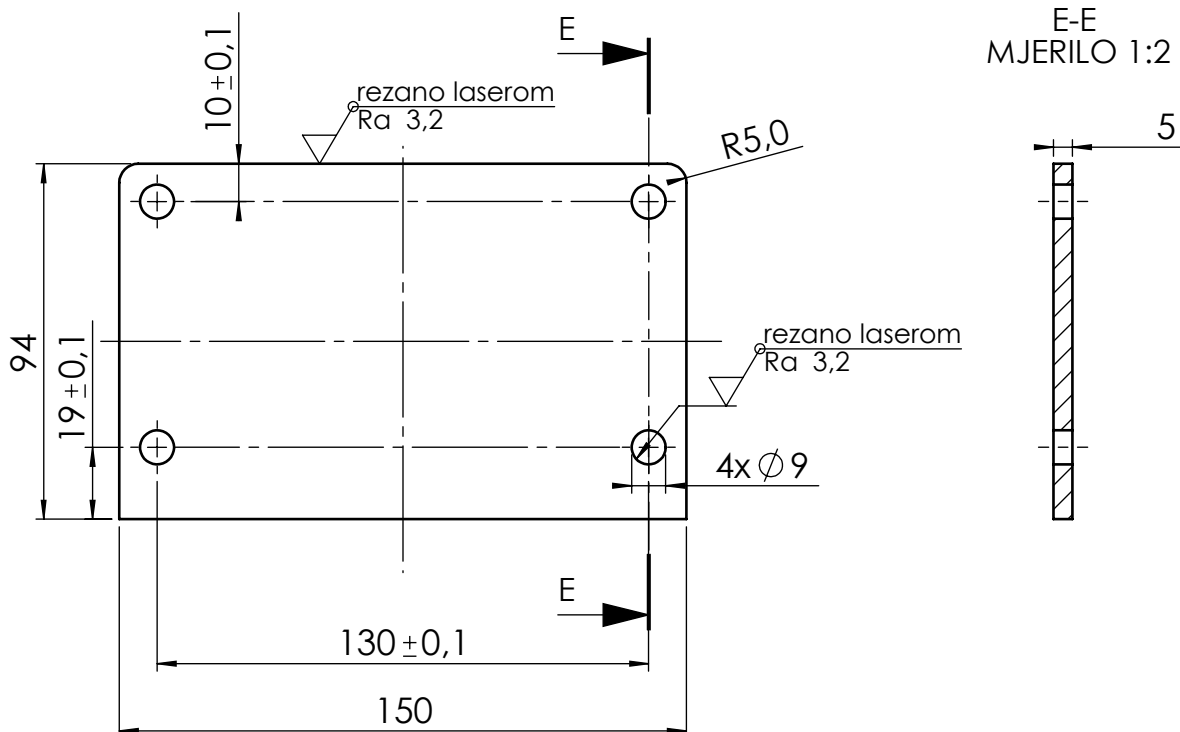
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
Tolerancija slobodnih izmjera: ISO 2769-m	Projektirao	Studen 2016.	M.Miholić		
	Razradio	Studen 2016.	M.Miholić		
	Crtao	Studen 2016.	M.Miholić		
	Pregledao	Studen 2016.	Dr.sc. D.Žeželj		
ISO - tolerancije		Objekt: Traktorski priključak za sakupljanje granja te sakupljanje i okretanje sijena		Objekt broj:	
Ø 25 H8	+0,033 0			R. N. broj:	
		Napomena:			Kopija
		Materijal: S235JRG2		Masa: 0,13 kg	
		Naziv: Cijev 1		Pozicija:	Format: A4
		Mjerilo originala 1:1			Listova: 1
		Crtež broj: MM-SGS-DDR-2			List: 1




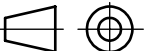
Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb		
		Projektirao	Studen 2016.	M.Miholić			
Tolerancija slobodnih izmjera: ISO 2769-m		Razradio	Studen 2016.	M.Miholić			
		Crtao	Studen 2016.	M.Miholić			
		Pregledao	Studen 2016.	Dr.sc. D.Žeželj			
		Mentor	Studen 2016.	Dr.sc. D.Žeželj			
ISO - tolerancije		Objekt: Traktorski priključak za sakupljanje granja te sakupljanje i okretanje sijena			Objekt broj:		
					R. N. broj:		
		Napomena:			Kopija		
							
		Materijal: S275JR	Masa: 0,16 kg				
			Naziv: Lim 14			Pozicija:	Format: A4
							Mjerilo originala
			1:1	Crtež broj: MM-SGS-DDR-3			List: 1

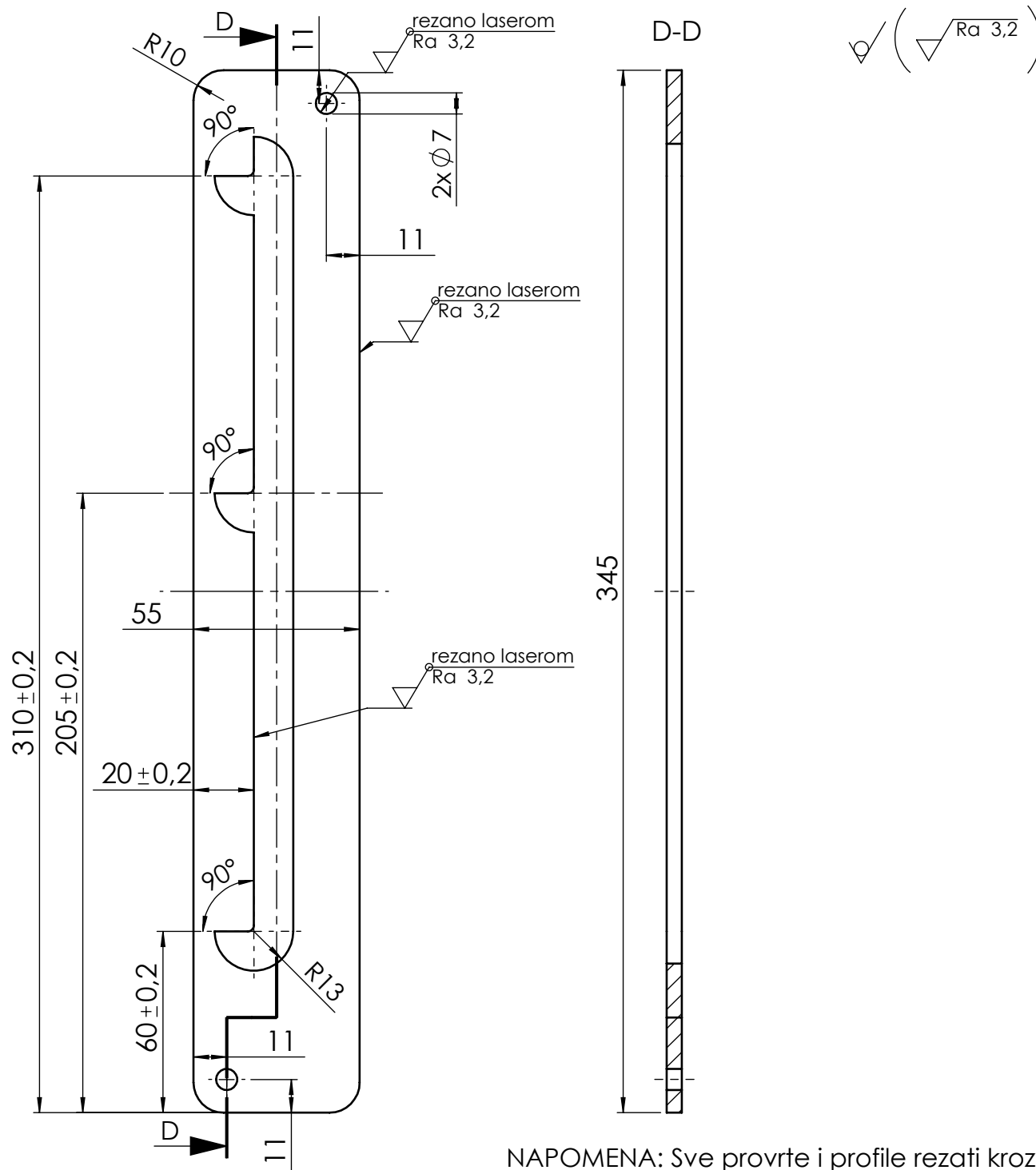


✓ (✓ Ra 3,2)





NAPOMENA: Sve provrte rezati kroz cijelu debljinu lima

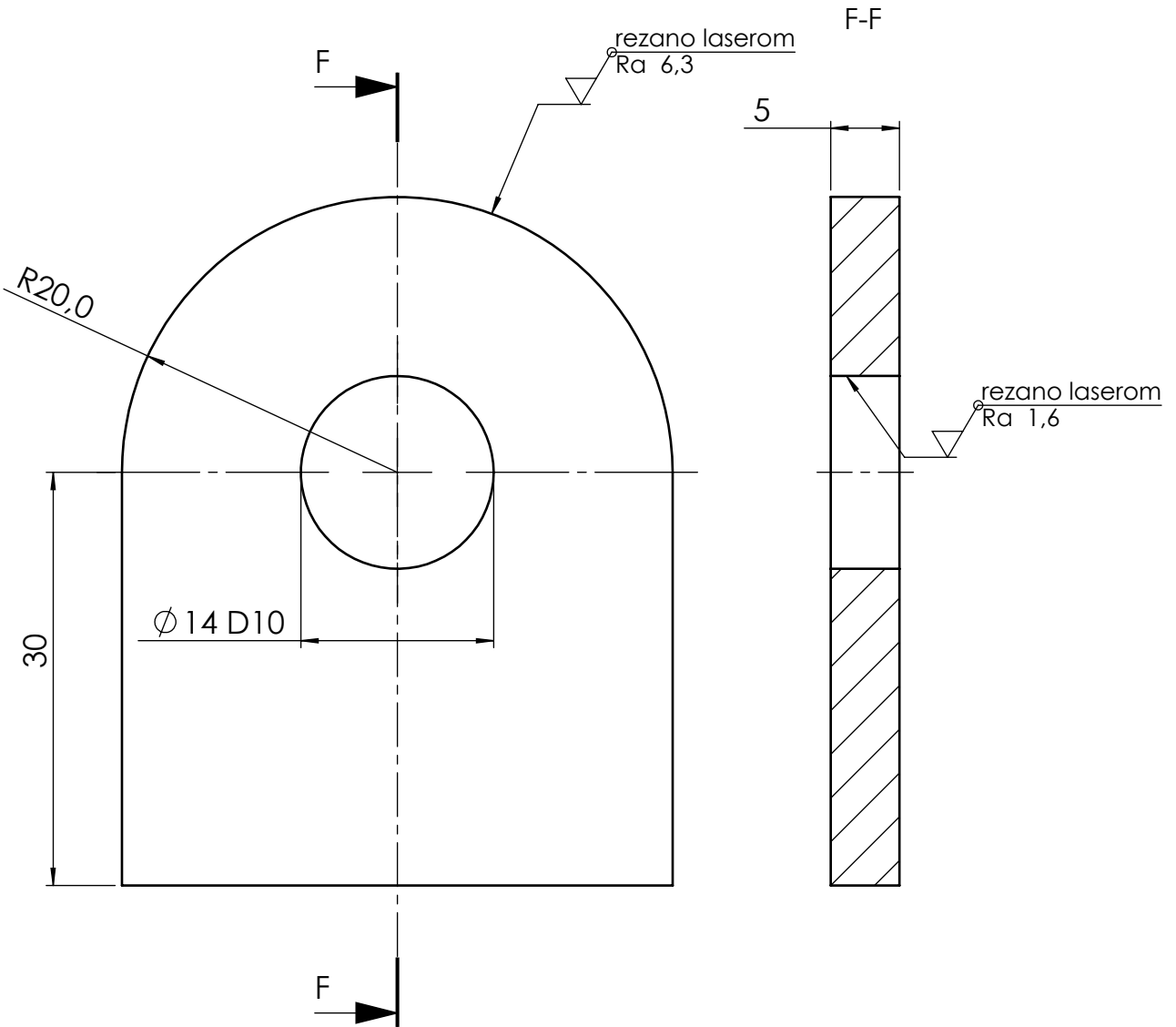
Broj naziva - code		Projektirao	Studen 2016.	M.Miholić	Potpis	 FSB Zagreb
Tolerancija slobodnih izmjera: ISO 2769-m	Razradio	Studen 2016.	M.Miholić			
	Crtao	Studen 2016.	M.Miholić			
	Pregledao	Studen 2016.	Dr.sc. D.Žeželj			
	Mentor	Studen 2016.	Dr.sc. D.Žeželj			
ISO - tolerancije		Objekt: Traktorski priključak za sakupljanje granja te sakupljanje i okretanje sijena			Objekt broj:	
					R. N. broj:	
		Napomena:				Kopija
		Materijal: S275JR			Masa: 0,53 kg	
					Naziv: Lim 15	Pozicija:
		Mjerilo originala				Format: A4
		1:2				Listova: 1
		Crtež broj: MM-SGS-DDR-5				List: 1

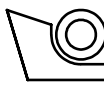


NAPOMENA: Sve provrte i profile rezati kroz cijelu debljinu lima

Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
Tolerancija slobodnih izmjera: ISO 2769-m	Projektirao	Studen 2016.	M.Miholić		
	Razradio	Studen 2016.	M.Miholić		
	Crtao	Studen 2016.	M.Miholić		
	Pregledao	Studen 2016.	Dr.sc. D.Žeželj		
	Mentor	Studen 2016.	Dr.sc. D.Žeželj		
ISO - tolerancije		Objekt: Traktorski priključak za sakupljanje granja te sakupljanje i okretanje sijena		Objekt broj:	
	R. N. broj:				
		Napomena:			Kopija
		Materijal: S275JR		Masa: 0,64 kg	
			Naziv: Lim sa utorima 2		Pozicija:
	Mjerilo originala				
	1:2		Listova: 1		
			Crtež broj: MM-SGS-DDR-7	List: 1	

✓ (✓ Ra 1,6 ✓ Ra 6,3)



Broj naziva - code		Datum	Ime i prezime	Potpis	 FSB Zagreb
Tolerancija slobodnih izmjera: ISO 2769-m	Projektirao	Studen 2016.	M.Miholić		
	Razradio	Studen 2016.	M.Miholić		
	Crtao	Studen 2016.	M.Miholić		
	Pregledao	Studen 2016.	Dr.sc. D.Žeželj		
ISO - tolerancije	Objekt: Traktorski priključak za sakupljanje granja te sakupljanje i okretanje sijena			Objekt broj:	R. N. broj:
Ø14 D10	+0,039 +0,012	Napomena:			Kopija
		Materijal: S275JR			
		Masa: 0,065 kg			
		Naziv: Prihvatna ušica			Pozicija:
		Mjerilo originala			Format: A4
		2:1			Listova: 1
		Crtež broj: MM-SGS-DDR-8			List: 1